



UNIVERSIDADE DO VALE DO TAQUARI

CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ANÁLISE DE VIBRAÇÕES DE UM VEÍCULO BAJA ATRAVÉS DE  
SIMULAÇÃO PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS**

Amanda Gabriele Rauber

Lajeado, novembro de 2020

Amanda Gabriele Rauber

## **ANÁLISE DE VIBRAÇÕES DE UM VEÍCULO BAJA ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS**

Monografia apresentada para a disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, como parte da exigência para obtenção do título de Bacharela em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Lober Hermany

Lajeado, novembro de 2020

Amanda Gabriele Rauber

## **ANÁLISE DE VIBRAÇÕES DE UM VEÍCULO BAJA ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS**

A Banca examinadora abaixo aprova a Monografia apresentada na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, na linha de formação específica em Engenharia Mecânica, da Universidade do Vale do Taquari – Univates, como parte da exigência para a obtenção do grau de Bacharela em Engenharia Mecânica:

Prof. Dr. Lober Hermany – orientador  
Universidade do Vale do Taquari – Univates

Prof. Dr. Rafael Crespo Izquierdo  
Universidade do Vale do Taquari – Univates

Prof. Dr. Ricson Rocha de Souza  
Universidade do Vale do Taquari – Univates

Lajeado, 01 de dezembro de 2020

## **AGRADECIMENTOS**

Termina um longo ciclo acadêmico, que entre altos e baixos, sempre teve presente uma característica importante: o apoio vindo de diversas pessoas, que foram primordiais para o sucesso de minha caminhada.

Agradeço a todos os professores que fizeram parte de minha caminhada acadêmica até o momento, pelos ensinamentos compartilhados e por sempre serem profissionais exemplares e mestres excepcionais. Todos são responsáveis pelos resultados que alcancei até aqui, e serão parte do meu futuro na engenharia.

Agradeço aos colegas com quem compartilhei experiências, atividades, e com quem aprendi muito, torço para que todos tenham muito sucesso. Especialmente à equipe Baja Univates, que foi muito importante para a realização deste trabalho.

Por fim, mas não menos importante, agradeço à minha família e namorado, por todo o apoio emocional e financeiro. Vocês sempre serão pilares importantes da minha vida, sou imensamente grata pelos incentivos, por sempre estarem presentes para comemorar as conquistas e me ajudarem a aprender com as derrotas.

## RESUMO

A Sociedade de Engenheiros Automotivos (SAE) organiza uma competição estudantil chamada Baja SAE, onde estudantes de engenharia são desafiados a projetar e construir um veículo tipo *off-road* que atenda a requisitos técnicos e de segurança especificados. O uso de simulações pelo método de elementos finitos apresentam vantagens na etapa de projeto do veículo, como redução de custos e possibilidade teste de diversos cenários em um curto período, tornando a evolução do projeto mais dinâmica. O objetivo deste trabalho foi realizar uma análise do veículo da equipe Baja Univates, considerando aspectos relacionados à estrutura do veículo, através de simulações pelo método de elementos finitos, utilizando o software Ansys. A partir de análise modal de corpo livre e corpo restringido, e simulações de colisão, foi possível conhecer as frequências naturais e modos de vibração do chassi, bem como o comportamento do mesmo frente a esforços aplicados. Com base nos resultados das simulações, foram propostas alterações na geometria, com remoção de elementos e alteração do diâmetro da tubulação em regiões específicas, e novas simulações foram realizadas. Os resultados das novas simulações mostraram um aumento na frequência do primeiro modo de vibração, de 29,299 Hz para 35,023 Hz, enquanto as características de rigidez estrutural e resistência a colisões da estrutura se mantiveram iguais.

**Palavras-chave:** Análise modal. Método de elementos finitos. Baja. Simulações.

## ABSTRACT

Baja SAE is a competition organized by the Society of Automotive Engineers (SAE), where engineering students are challenged to design and build an off-road vehicle that answers to technical and security specifications. The use of Finite Element Method simulations presents many benefits during the vehicle design stage, such as cost reduction and the possibility of testing different scenarios in a short period, making the design evolution more dynamic. The main goal of this study was to perform an analysis of the Baja vehicle from the Univates Team, considering aspects related to vehicle structure, through Finite Element Method simulations, using the Ansys software. Through free body and constrained body modal analysis and collision simulations, we identified the natural frequencies and vibration modes of the vehicle, as well as its structural behavior concerning pilot security and vehicle performance. Based on that, we proposed modifications on the geometry, like removal of elements and changes on pipe diameter on specific regions and performed new simulations. The results show an increase in the first mode of vibration from 29,299 Hz to 35,023 Hz, while the other structural characteristics like rigidity and resistance to collision remained equal.

**Keywords:** Modal analysis. Finite Element Method. Baja. Simulations.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Pêndulo simples.....	21
Figura 2 – Sistemas com dois graus de liberdade.....	22
Figura 3 – Tipos de elementos finitos.....	28
Figura 4 – Etapas de desenvolvimento do estudo.....	31
Figura 5 – Vista tridimensional do chassi.....	32
Figura 6 – Condição de suporte fixo na análise modal de corpo restringido.....	35
Figura 7 – Geometria básica de acordo com o regulamento.....	40
Figura 8 – Condições de contorno da colisão frontal.....	41
Figura 9 – Resultados de tensão da simulação de colisão frontal.....	42
Figura 10 – Condições de contorno da colisão lateral.....	43
Figura 11 – Resultados de tensão da simulação de colisão lateral.....	44
Figura 12 – Geometria proposta.....	45
Figura 13 – Colisão frontal para a geometria proposta.....	46
Figura 14 – Colisão lateral para a geometria proposta.....	47

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – Propriedades do aço 1020.....	33
Tabela 2 – Modos de vibração das análises modais.....	37
Tabela 3 – Classificação dos modos de vibração da simulação de corpo livre.....	39
Tabela 4 – Classificação dos modos de vibração da simulação de corpo restringido..	39
Tabela 5 – Modos de vibração das análises modais para a geometria proposta.....	45



# SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>9</b>
1.1 Tema .....	10
1.2 Objetivos.....	11
1.2.1 Objetivo geral.....	11
1.2.2 Objetivos específicos.....	12
1.3 Justificativa.....	12
1.4 Estrutura do trabalho.....	12
<b>2 REFERENCIAL TEÓRICO .....</b>	<b>14</b>
2.1 Estado da arte.....	14
2.2 Sistemas de vibração .....	20
2.3 Análise modal .....	23
2.3.1 Fórmula de Dunkerley .....	24
2.3.2 Método de Rayleigh .....	24
2.3.3 Método de Holzer.....	25
2.3.4 Método de iteração matricial .....	25
2.3.5 Método de Jacobi .....	26
2.4 Método de elementos finitos.....	26
<b>3 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS.....</b>	<b>30</b>
3.1 Caracterização da pesquisa .....	30
3.2 Pré análise .....	31
3.3 Geometria .....	32
3.4 Geração de malha de cálculo .....	33
3.5 Condições de contorno.....	34
3.6 Processamento .....	35
3.7 Análise dos resultados.....	35
<b>4 RESULTADOS .....</b>	<b>37</b>
4.1 Análise modal .....	37
4.2 Simulações de colisão .....	40
4.2.1 Colisão Frontal.....	41
4.2.2 Colisão lateral .....	42
4.3 Geometria proposta .....	44
<b>5 CONCLUSÕES.....</b>	<b>48</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>50</b>
<b>APÊNDICES .....</b>	<b>53</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O Baja SAE é um programa estudantil organizado pela Sociedade de Engenheiros Automotivos (SAE) que consiste em uma competição, atualmente realizada em vários países, onde estudantes de engenharia são desafiados a projetar e construir um veículo de um ocupante, do tipo *off-road*, pensando neste como um protótipo confiável, sustentável, ergonômico e econômico para fabricação em série, com foco no mercado de uso recreacional. Os estudantes devem trabalhar em equipe para projetar, construir, testar, promover e competir com o veículo dentro das normas técnicas e de segurança especificadas. Todos os veículos devem passar nas inspeções técnicas da SAE durante a competição; o veículo não pode correr até que todas as inspeções de segurança tenham sido realizadas e aprovadas.

A competição possui testes dinâmicos, estáticos, avaliação de projeto e enduro de resistência. O teste estático avalia a segurança e a conformidade técnica do veículo. Os testes dinâmicos envolvem aceleração, retomada, tração, suspensão e manobrabilidade. Já a avaliação de projeto envolve o relatório e a apresentação detalhada do projeto, bem como uma avaliação do ponto de vista de um consumidor comum, considerando apresentação do veículo, ergonomia, acessibilidade, esforços, ruído e vibrações e comportamento dinâmico. O objetivo destas provas é apresentar o desenvolvimento do projeto integral do veículo, e a organização da equipe para registrar e apresentar os resultados obtidos. Por fim, o enduro de resistência consiste em uma prova onde os veículos devem completar voltas em uma pista de terreno irregular e com obstáculos, por um período de 4 horas. Os vários quesitos de avaliação

garantem que a colocação final de cada equipe na competição não se baseie apenas no desempenho de cada veículo em um subsistema específico, mas sim na combinação de testes estáticos, dinâmicos e avaliações de projeto. Os relatórios devem detalhar os processos de engenharia e design utilizados para o desenvolvimento de cada sistema do veículo, baseados em princípios sólidos de engenharia (SAE, 2019).

Uma equipe Baja normalmente divide-se nos seguintes subsistemas: *powertrain*, estrutura, suspensão e direção, freios, elétrica, gestão, design e marketing. Todos os subsistemas devem comunicar-se e trabalhar em conjunto para facilitar o processo de desenvolvimento do veículo.

O objetivo deste trabalho é apresentar uma análise do veículo Baja a ser desenvolvido pela equipe Baja Univates, considerando aspectos dinâmicos principalmente relacionados à estrutura do veículo, através de simulações realizadas em software utilizando o método de elementos finitos. Foram realizadas análises modais de corpo livre e corpo restringido do chassi do veículo, e foram simuladas condições de colisão frontal e lateral. Os resultados destas simulações foram utilizados para propor sugestões de melhorias no projeto do veículo, que poderão ser implementadas pela equipe antes da efetiva fabricação deste.

## 1.1 Tema

Nas últimas décadas, as simulações computacionais têm ganhado relevância em projetos de engenharia mecânica. Dentre os motivos, é possível destacar a redução de custos com protótipos, visto que a simulação pode substituir a fabricação de um protótipo físico para testes, que geralmente é um processo muito custoso. Além disso, a simulação permite testar diferentes cenários em um período relativamente curto, tornando a evolução do projeto mais dinâmica. Esta ferramenta pode ser importante aliada de uma equipe Baja, pois fornece dados que podem ser avaliados para melhoria do projeto do veículo. Porém, para uma adequada utilização de tais ferramentas, é importante que o usuário possua profundo conhecimento dos

processos físicos envolvidos na situação que se deseja simular, para que possa determinar condições de contorno e parâmetros adequados, tornando seus resultados mais próximos da realidade.

Neste estudo, o objeto a ser analisado foi o chassi projetado pela equipe Baja Univates. Dois aspectos principais foram selecionados para análise: as frequências naturais de vibração e seus respectivos modos de vibração, e o comportamento da estrutura em relação a colisões frontal e lateral. Um limite importante na realização de simulações pelo método de elementos finitos é a capacidade computacional. A ideia inicial desta pesquisa era realizar simulações de dinâmica explícita para analisar o comportamento do chassi em relação a colisões, porém, por limitações de capacidade de processamento do computador disponível para realização das simulações, isto não foi possível. Por isso, as simulações de colisão foram simplificadas para análises estáticas com aplicação de carga na região de colisão.

## **1.2 Objetivos**

Os objetivos deste trabalho serão apresentados a seguir, distinguindo entre objetivo geral e específicos.

### **1.2.1 Objetivo geral**

O objetivo geral deste estudo é avaliar, através de simulações pelo método de elementos finitos, utilizando o software Ansys, a estrutura de um chassi de veículo do tipo Baja, a fim de propor melhorias na estrutura, visando sua rigidez estrutural.

### **1.2.2 Objetivos específicos**

Para alcançar o objetivo geral, delimitam-se os seguintes objetivos específicos:

- Realizar análise modal da proposta atual de chassi;
- Realizar simulações de colisão frontal e lateral do chassi;
- Propor e avaliar alterações no chassi, caso necessário, buscando melhorar a rigidez estrutural do mesmo.

### **1.3 Justificativa**

A equipe Baja Univates atualmente está a desenvolver um novo veículo para participação nas competições organizadas pela SAE. Sendo elemento essencial de um veículo, a estrutura do chassi tem o papel de delimitar os graus de liberdade do sistema, manter sua coesão, além de ser o responsável por suportar esforços internos e externos. É no chassi que se localizam a maioria dos demais componentes do veículo, como suspensão, direção, motor e o próprio piloto. O desempenho dessa estrutura determina principalmente a qualidade geral da condução e a segurança e conforto do ocupante. Tendo isso em vista, o desenvolvimento de soluções simples e eficientes, que promovam a rigidez estrutural do chassi com massa reduzida, levando em conta a segurança e o conforto do piloto, se tornam premissas primordiais de projeto.

### **1.4 Estrutura do trabalho**

O presente trabalho está estruturado em 5 capítulos. O primeiro capítulo consiste na introdução da temática do estudo, com delimitação de objetivos e justificativas para a pesquisa. O segundo capítulo abrange o referencial teórico que

sustenta o estudo, com uma análise de estado da arte, e conceitos fundamentais sobre análise modal, método de elementos finitos, e sistemas de vibração. O terceiro capítulo apresenta a metodologia utilizada para a realização do estudo, bem como sua classificação. O quarto capítulo relata e discute os resultados obtidos a partir da realização do estudo. O quinto e último capítulo apresenta a conclusão do trabalho.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

Nesta sessão será abordada a fundamentação teórica que embasa o problema de pesquisa deste trabalho. Primeiramente, foi realizada uma revisão do estado da arte, a fim de identificar discussões atuais pertinentes ao assunto. Posteriormente, serão debatidos aspectos teóricos sobre sistemas de vibração, análise modal e método de elementos finitos.

### 2.1 Estado da arte

Para a pesquisa do estado da arte, foram definidos como palavras-chave as seguintes expressões: “*método de elementos finitos*”, “*dinâmica veicular*” e “*análise modal*”, e suas respectivas sinônimas em inglês, “*finite element method*”, “*vehicle dynamics*” e “*modal analysis*”. A busca foi realizada na plataforma Google Scholar, em português e em inglês, para maior abrangência de trabalhos. A pesquisa foi restrita para o período de 2015 a 2020. A pesquisa em português retornou 14 resultados, e a pesquisa em inglês retornou 320 trabalhos. O primeiro critério de exclusão foi a partir do trabalho ser de acesso livre (*Open Access*). A partir disso, todos os títulos e resumos foram lidos, e foram descartados trabalhos que não tratavam de assuntos semelhantes ao deste estudo. Destes, 7 trabalhos foram selecionados para discussão a seguir.

Em seu trabalho, Botelho (2015) buscou analisar o desempenho estrutural de um chassi tubular de veículo de competição de *Rally Cross-Country* preexistente, e a partir deste, desenvolver, aperfeiçoar e dimensionar estruturalmente um novo chassi. Para isso, o autor realizou ensaios experimentais destrutivos de tração e análise química do material base do chassi, determinou o processo e os parâmetros de solda mais indicados para união dos elementos estruturais a partir de análises de dureza e ensaios de fadiga, levando em conta as restrições impostas pelo regulamento da competição (realizada em Portugal) e pela empresa dona do chassi preexistente. A partir disto, o autor concebeu diferentes alterações na estrutura do chassi, que foram avaliadas individualmente e comparadas entre si e com o chassi preexistente, a fim de escolher a melhor geometria para a estrutura. As análises modais e simulações estáticas dos chassis foram realizadas utilizando os softwares Ansys Mechanical e Solidworks. Posteriormente, o autor realizou a otimização do referido chassi utilizando o programa Finite Element Model Updating, empregando o método estocástico. A partir do dimensionamento do chassi otimizado, foram avaliados o risco de falha por colapso à curvatura e os esforços estruturais associados aos cordões de solda. O chassi novo foi fabricado e participou da competição, mas não conseguiu finalizar a prova pois houve falha por fadiga em quatro juntas soldadas na região traseira do veículo. Isso levou à uma revisão do modelo virtual e do dimensionamento da solda, que novamente passou por simulações.

Rao (2015) detalha em seu estudo o processo para desenvolver um modelo de dinâmica multicorpos com componentes flexíveis de um veículo de pesquisa. Simulações dinâmicas completas do veículo com componentes flexíveis foram realizadas para diferentes casos e os resultados foram comparados com um modelo de dinâmica multicorpos com componentes rígidos. Além disso, o autor discute a modelagem de elementos finitos dos componentes do veículo, a seleção dos nós de anexo, e a geração e verificação de arquivos modais neutros. O veículo de pesquisa é desenvolvido como uma plataforma de pesquisa universitária para implementar, validar e demonstrar resultados de vários projetos de pesquisa. O veículo consiste em subsistemas de estrutura, suspensão e pneus que foram projetados e desenvolvidos como projetos individuais. O subsistema de estrutura abrange o chassi, uma subestrutura para acoplamento da suspensão e uma base de material compósito. Neste projeto, o modelo de dinâmica multicorpos do veículo foi desenvolvido no



software ADAMS/CAR para medir as forças atuantes na interface destes componentes do corpo, e para considerar as forças de suspensão atuantes individualmente nas subestruturas dianteira e traseira. O autor incorporou modelos de elementos finitos para considerar a flexibilidade dos componentes da estrutura. Para estudar a aplicação do método, dois modelos do veículo com modificações de projeto foram desenvolvidos e estudados; um modelo do veículo sem chassi de gaiola e outro com conexões rígidas entre os componentes da estrutura foram construídos e os resultados das simulações dinâmicas foram comparados com os do veículo existente. De acordo com o autor, quando a flexibilidade da base do veículo foi considerada nos modelos, uma mudança geral na dinâmica dos componentes da estrutura foi observada. Indo além, ao observar os resultados de modelos com modificações no projeto, é evidente que este método pode ser utilizado para estudar o efeito destas modificações no comportamento dinâmico do veículo.

Rao e Bhattu (2017) realizaram análise dinâmica de uma estrutura de chassi do tipo escada, utilizando o Software Ansys. Primeiramente, os autores realizaram a análise modal do chassi utilizando três diferentes materiais, sendo aço estrutural, liga de alumínio e um compósito de carbono/epóxi. As seis primeiras frequências naturais significativas e suas correspondentes formas modais foram extraídas para cada material, e os resultados foram comparados. Os autores observaram que a deformação relativa máxima no caso do chassi de aço estrutural foi menor quando comparada com os demais materiais, portanto este foi o material escolhido para seguir a análise. Os autores observaram que a segunda frequência natural do chassi se encontrava muito próxima da frequência de excitação do motor em condição de marcha lenta, e a quinta frequência natural se encontrava próxima à excitação do motor em condições de cruzeiro em alta velocidade. Portanto, a análise prosseguiu para realização de modificações no design do chassi para estudar seus efeitos nas frequências naturais e afastar as frequências da área crítica, a fim de evitar ressonância. Finalmente, uma análise de resposta harmônica foi realizada tanto no chassi original, como nos chassis modificados. A partir dos resultados do estudo, os autores extraem as seguintes conclusões: os modos de vibração para o aço estrutural e a liga de alumínio são praticamente os mesmos e se mantêm na faixa entre 14-63 Hz, enquanto os modos de vibração para o material compósito são mais baixos (entre 9-45Hz). Porém, a deformação relativa máxima por modo é menor para o chassi de

aço estrutural. A partir das modificações realizadas no chassi de aço estrutural, os autores perceberam que reduzir o comprimento do chassi aumenta sua rigidez, e, portanto, aumenta suas frequências naturais; enquanto adicionar membros ao chassi afetou principalmente o segundo modo de vibração, que aumentou significativamente. Utilizando tais métodos, foi possível alterar as frequências naturais de vibração do chassi, levando-as a valores que previnem a ressonância e vibrações inesperadas na estrutura.

Reddy e Padmanabhan (2017) apresentam em seu trabalho uma metodologia para teste dinâmico completo de durabilidade de um veículo, implementado virtualmente utilizando o método de superposição modal. Modelos estocásticos e determinísticos de estradas com paralelepípedos, corrugações, e estradas irregulares foram criados baseados nos padrões ISO e em dados de teste utilizando MATLAB-Simulink e Open-CRG. Subsequentemente, um modelo completamente flexível de um carro de passageiros foi criado no software ADAMS/Car. Os autores utilizaram modelos de amortecedores e buchas não lineares como parte do modelo de suspensão, e três diferentes modelos de pneus. As características elásticas de um modelo de elementos finitos foram importadas para o ADAMS/Car através da importação de modos de componentes ortogonalizados obtidos por redução Craig-Bampton do modelo de elementos finitos. O veículo foi simulado em estradas virtuais geradas no ADAMS/Car e as coordenadas modais do braço inferior de controle da suspensão foram obtidas. As distribuições de tensões resultantes no braço inferior de controle foram conseguidas através da combinação das coordenadas modais resultantes das simulações dinâmicas multicorpos com os dados de tensão dos modos de componentes ortogonalizados da análise de elementos finitos no software FEMFAT. O efeito de diferentes modelos de pneu na distribuição de tensões do braço inferior de controle, quando simulados em estradas com buracos e irregularidades, foram investigados pelos autores. Adicionalmente, o efeito da presença ou ausência de para-brisas e massas nos modos de frequência do chassi são investigados. A partir dos resultados, os autores concluíram o seguinte: foi realizada uma comparação da densidade espectral entre as estradas desenvolvidas na simulação e estradas reais, onde foi possível concluir que existe forte correlação dos resultados. O modelo Ftire de pneu é o mais adequado para simulações de durabilidade envolvendo altas frequências de vibração da ordem de 200 Hz em comparação com os demais pneus

testados. Adicionalmente, o modelo RMOD-K, que é um modelo open-source, poderia ser usado no lugar do FTire para modelos de vibrações de alta frequência. Foi percebido que o modelo Pac2002 subestima a distribuição de tensões no braço inferior de controle da suspensão, enquanto o modelo UA-Tire a superestima. Os autores perceberam que o número total de modos do corpo em branco do chassi reduz conforme as massas e para-brisas são adicionados. Além disso, conforme as massas são adicionadas, a frequência natural de um determinado número de modos reduz.

Em sua pesquisa, Cezar (2017) desenvolveu análises estáticas e dinâmicas (modal, harmônica e espectral) considerando diferentes condições de contorno e carregamentos de um chassi do tipo Baja. Para validar os resultados obtidos a partir do modelo computacional, o autor instalou na estrutura do chassi acelerômetros e extensômetros e desenvolveu um ensaio de frequência para obtenção das frequências naturais da estrutura, e aplicou um carregamento estático para obter os níveis de tensões. Os resultados das frequências naturais do modelo numérico são coerentes com os valores obtidos para os dois primeiros modos de frequência natural nos ensaios experimentais. Os resultados do ensaio de carregamento também são coerentes com a análise estática realizada no modelo numérico, portanto, o autor considerou o modelo numérico como válido. A análise harmônica mostrou que o primeiro e o terceiro modos de vibração são predominantes na faixa de funcionamento do motor do veículo. A partir disto, o autor propôs modificações na estrutura, visando a melhoria do desempenho esportivo do veículo, e desenvolveu um modelo numérico de elementos finitos utilizando o software Ansys APDL. As modificações propostas pelo autor ocasionaram em redução de massa e consequente redução de rigidez torcional; porém, de acordo com o autor, tal redução de massa é viável frente à redução de rigidez, pois esta ainda é superior aos valores usados como referência. O novo modelo de chassi proposto apresenta valor de rigidez torcional satisfatória com massa relativamente baixa, e atende os requisitos estruturais e de segurança exigidos pelo regulamento SAE. Conforme o autor, a maior vantagem na elaboração de um modelo numérico confiável para estudar a estrutura em questão, é que a partir deste foi possível realizar diversos ensaios numéricos.

Schweighardt et al. (2019) abordaram a caracterização das propriedades de ruído, vibração e aspereza (NVH, na sigla em inglês para *noise, vibration, harshness*) de um veículo, através de simulações e medições. O principal foco de interesse do

trabalho foi a análise modal de uma estrutura de chassi de um carro de um único assento. O trabalho foi conduzido para prever tanto o comportamento mecânico e acústico bem como a resposta do veículo. A análise modal aplicada foi baseada em uma simulação do método de elementos finitos utilizando o software Abaqus FEM, e as medições foram realizadas utilizando acelerômetros. Durante a medição, o chassi foi excitado com um excitador eletromagnético e as acelerações foram registradas nos nós da estrutura. Os resultados das simulações e das medições realizadas estiveram em acordo entre si. Como resultados, as principais frequências naturais e os modos dominantes foram encontrados tanto na simulação como nas medições experimentais. Os resultados de ambos estiveram em concordância a respeito das formas e das frequências. De acordo com os autores, as diferenças entre os resultados da simulação e das medições experimentais realizadas podem facilmente ser originadas por imperfeições na manufatura da estrutura do chassi.

Segundo Podkowski et al (2019), a rigidez torcional do chassi de um veículo possui influência significativa na sua manobrabilidade e, portanto, é um parâmetro importante de ser mensurado. Em seu trabalho, os autores calcularam a rigidez torcional de uma estrutura, e então a verificaram utilizando método de elementos finitos, através do software Altair Hyperworks. As suposições adotadas para modelagem do veículo permitiram o desenvolvimento de seu modelo computacional com o mapeamento mais próximo possível da realidade, permitindo o cálculo da resistência da estrutura. Os resultados obtidos a partir dos cálculos, além das estimativas da rigidez torcional do chassi, indicaram áreas da estrutura importantes de serem observadas pelos autores durante os testes operacionais. Os resultados de distorção, e, portanto, da rigidez torcional obtidos no software e nos testes reais convergiram entre si. Os testes foram realizados apenas para o chassi. De acordo com os autores, testes contendo a lataria, os componentes de suspensão, motor e transmissão, levariam a um resultado melhor, pois tal construção constituiria uma estrutura reforçada. Outro aspecto importante considerado pelos autores é o balanço adequado da rigidez da estrutura e a vulnerabilidade assumida de seus elementos, essenciais na análise da segurança passiva durante o impacto. Conforme os autores, uma zona de deformação devidamente projetada deve supor uma deformação significativa dos fragmentos corretos do corpo do veículo, para que a energia de

colisão seja propriamente desacelerada, aumentando as chances de sobrevivência para motorista e passageiros.

## **2.2 Sistemas de vibração**

O fenômeno de vibração se manifesta na maioria das atividades humanas, através de diversas formas. A biologia humana envolve vários fenômenos de vibração, como a audição, que é ocasionada pela vibração dos tímpanos, e a fala, que compreende a vibração das pregas vocais. Na engenharia, o estudo de vibração é essencial no projeto de máquinas e estruturas. Vibrações podem causar desgaste excessivo de componentes, falhas por fadiga, além de desconforto e outros prejuízos para operadores e transeuntes. Apesar dos riscos de prejuízo que a vibração apresenta, ela pode ser usada a favor em diversas aplicações, como esteiras transportadoras, peneiras e até procedimentos de acabamento.

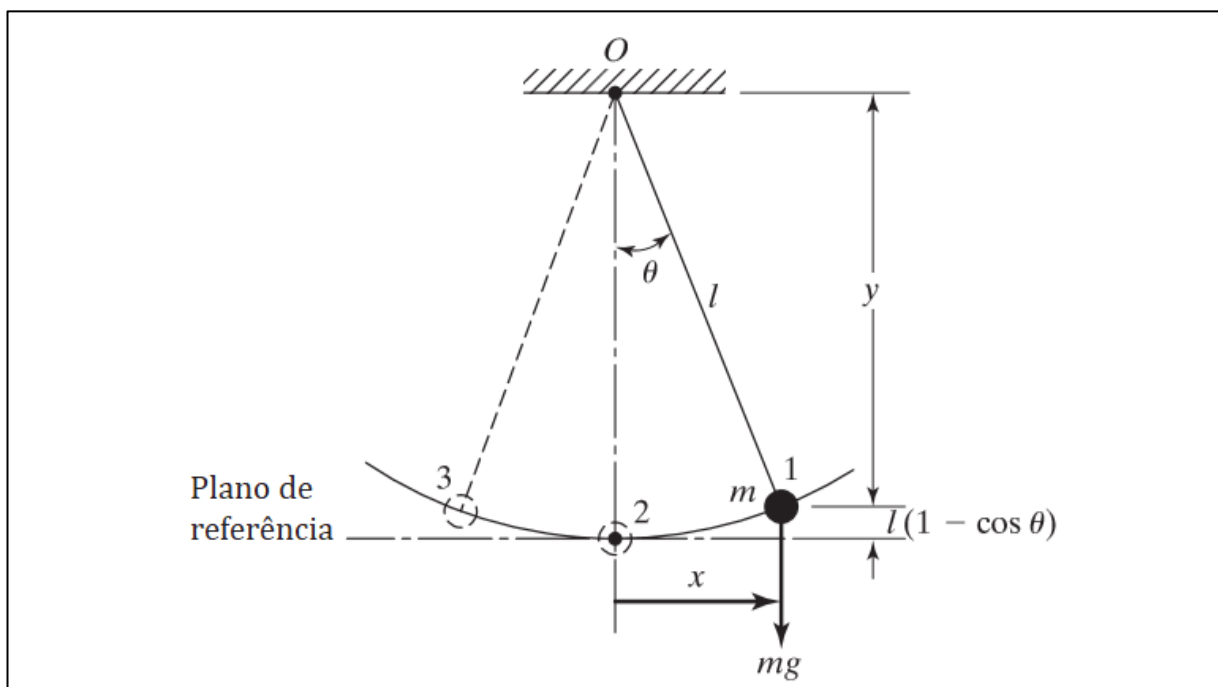
Segundo Rao (2008), é denominado vibração qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo. Portanto, a teoria de vibração estuda a respeito dos movimentos periódicos dos corpos e as forças a eles associadas. Conforme o autor, os sistemas vibratórios possuem três componentes principais: um meio para armazenar energia potencial (mola ou elasticidade), um meio para armazenar energia cinética (massa ou inércia) e um meio de perda gradual de energia (amortecedor). O fenômeno da vibração portanto envolve a transferência de energia potencial para energia cinética e de energia cinética para energia potencial. Quando o sistema é amortecido, seja por forças de atrito ou outras formas de resistência, certa quantidade desta energia é dissipada a cada ciclo de vibração. Já sistemas não amortecidos podem seguir seu movimento indefinidamente, visto que energia total do sistema se manterá igual.

Os sistemas de vibração podem ser classificados como livres ou forçados. A vibração livre acontece quando não há uma força externa atuando no sistema, e o movimento causado por uma perturbação inicial segue graças à energia potencial do sistema. Já na vibração forçada, o sistema sofre a ação de uma força periódica

externa (HIBELLER, 2011). Ainda, se a frequência de uma força externa atuante num sistema de vibração coincidir com a frequência natural deste sistema, ocorrerá o fenômeno de ressonância, que ocasiona oscilações cada vez maiores, o que pode ser perigoso e deve ser evitado em máquinas e estruturas.

Um conceito importante dos sistemas de vibração é o de grau de liberdade. De acordo com Rao (2008), o grau de liberdade do sistema é definido como “o número mínimo de coordenadas independentes requeridas para determinar completamente a posição de todas as partes de um sistema a qualquer instante” (p. 6). O autor apresenta como exemplo de sistema com um grau de liberdade um pêndulo simples, mostrado na Figura 1. Neste exemplo, o grau de liberdade é representado pelo ângulo  $\theta$ . Este também pode ser representado pelas coordenadas cartesianas  $x$  e  $y$ , que por serem dependentes entre si constituem apenas um grau de liberdade.

Figura 1 – Pêndulo simples

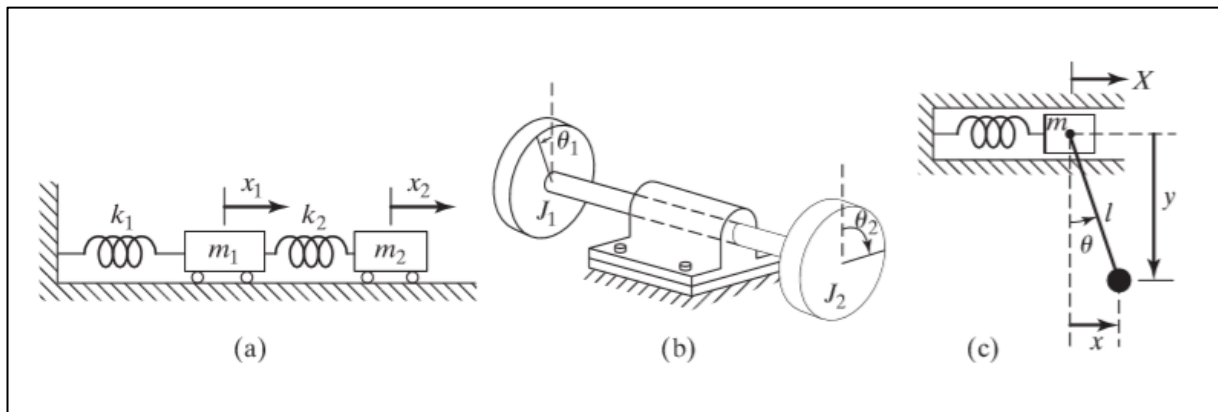


Fonte: Rao (2008, p. 7)

Exemplos de sistemas com dois graus de liberdade são mostrados na figura 2. O sistema (a) consiste em duas massas e duas molas, e seu movimento pode ser descrito através das coordenadas lineares  $x_1$  e  $x_2$ , em metros. O sistema torcional (b) consiste em dois rotores cujos movimentos podem ser especificados por  $\theta_1$  e  $\theta_2$ , em coordenadas angulares. Já o sistema (c) pode ser especificado por  $X$ , que demonstra

o movimento da massa  $m$ , em metros, e  $\theta$ , que representa o movimento do pêndulo, em coordenadas angulares.

Figura 2 – Sistemas com dois graus de liberdade



Fonte: Rao (2008, p. 8).

Muitos dos sistemas práticos podem ser descritos utilizando um número finito de graus de liberdade. Segundo Rao (2008), grande parte dos sistemas estruturais e de máquinas possui elementos deformáveis, e como consequência, um número infinito de graus de liberdade. Sistemas de vibração também podem ser classificados segundo seus graus de liberdade, como discretos ou contínuos. Sistemas discretos são aqueles que possuem um número finito de graus de liberdade. Já os sistemas contínuos possuem um número infinito. Em busca de simplificar a obtenção das soluções do sistema, muitas vezes os sistemas contínuos são aproximados como sistemas discretos, visto que calcular sistemas contínuos é muito complexo e os métodos analíticos para isso são limitados.

Os sistemas de vibração ainda podem ser classificados como lineares ou não lineares. Esta classificação depende de os elementos do sistema apresentarem ou não comportamentos lineares. A vibração linear é governada por equações lineares, enquanto a vibração não linear é governada por equações não lineares. Conforme Rao (2008), para sistemas lineares é válido o princípio da superposição, e as técnicas matemáticas são bem concebidas. Já para sistemas não lineares, esse princípio não é válido, e as técnicas matemáticas são bem menos exploradas.

Outra classificação para os sistemas vibratórios é baseada em seu comportamento determinístico ou aleatório. De acordo com Rao (2008), se a qualquer instante for possível determinar a magnitude da excitação agindo sobre um sistema,

este pode ser classificado como determinístico. Já o sistema aleatório não permite esse tipo de determinação a qualquer instante. Para sistemas aleatórios, é possível descrever o sistema em termos estatísticos, visto que um número grande de registros do sistema pode exibir regularidade estatística. O autor cita como exemplo de vibração aleatória a velocidade do vento e a movimentação do solo durante terremotos.

É possível determinar que um sistema vibratório é um sistema dinâmico, no qual as variáveis são dependentes do tempo. Segundo Rao (2008), a resposta de um sistema vibratório depende das condições iniciais e das excitações externas ao sistema. Visto que a maioria dos sistemas de vibração encontrados na prática são muito complexos, se faz necessário considerar apenas as características mais importantes, a fim de prever o comportamento do sistema. Portanto, de acordo com o autor, “a análise de um sistema vibratório normalmente envolve modelagem matemática, obtenção de equações governantes, solução das equações e interpretação dos resultados” (RAO, 2008, p. 9).

### **2.3 Análise modal**

A análise modal consiste no estudo das propriedades dinâmicas de sistemas vibratórios. Frequências naturais e seus modos de vibração são os resultados obtidos a partir de uma análise modal. A quantidade de frequências naturais de um sistema é igual ao número de graus de liberdade dele. Os modos de vibração correspondem à forma manifestada pela estrutura ao vibrar em cada uma das frequências naturais. De acordo com Rao (2008), existem diversos métodos analíticos e numéricos para realizar a análise modal em sistemas com vários graus de liberdade. O autor apresenta a fórmula de Dunkerley, o método de Rayleigh, o método de Holzer, o método de iteração matricial e o método de Jacobi. A seguir serão apresentados e discutidos cada um destes métodos.



### 2.3.1 Fórmula de Dunkerley

O método da fórmula de Dunkerley é útil apenas quando se deseja estimar a frequência natural fundamental. Esse método leva em conta as frequências naturais das partes componentes do sistema. A equação é descrita da seguinte maneira:

$$\frac{1}{\omega_1^2} \cong a_{11}m_1 + a_{22}m_2 + \dots + a_{nn}m_n$$

onde  $a$  indica o coeficiente de influência de flexibilidade,  $m$  é cada massa do sistema, e  $\omega_1$  é a frequência natural fundamental que se busca estimar. Segundo Rao (2008), a frequência fundamental determinada por essa equação sempre será menor que o valor exato. Para alcançar tal fórmula, considera-se um sistema de massa concentrada com matriz diagonal, onde chega-se a uma equação polinomial de  $n$ -ésimo grau. Também se leva em conta que na maioria dos casos as frequências mais altas  $\omega_2, \omega_3, \dots, \omega_n$  são consideravelmente maiores que a frequência fundamental  $\omega_1$ .

### 2.3.2 Método de Rayleigh

Assim como a fórmula de Dunkerley, o método de Rayleigh é utilizado para estimar a frequência natural fundamental do sistema. Conforme Rao (2008), o método é muito utilizado para determinar as frequências naturais de sistemas com um grau de liberdade, mas pode ser estendido a sistemas vibratórios discretos. A equação para determinação do valor aproximado da primeira frequência natural de um sistema é a seguinte:

$$\omega^2 = \frac{\vec{X}^T [k] \vec{X}}{\vec{X}^T [m] \vec{X}}$$

onde seleciona-se um vetor experimental  $\vec{X}$  para representar o primeiro modo natural para substituir no lado direito da equação. Segundo o autor, o valor estimado da frequência natural será mais acurado quando o vetor experimental escolhido for muito

parecido com o modo natural verdadeiro. Essa equação também é conhecida como quociente de Rayleigh e pode ser representada por  $R(\vec{X})$ .

### 2.3.3 Método de Holzer

De acordo com Rao (2008), o método de Holzer é um esquema de tentativa e erro que pode ser utilizado para definir as frequências naturais de um sistema. Pode ser aplicado a sistemas vibratórios amortecidos ou não, que envolvam deslocamentos lineares e angulares. Além disso, este método por ser computadorizado através de programação. O primeiro passo deste método é supor um valor de frequência experimental e encontrar uma solução onde é possível constatar que esse valor de frequência satisfaz as restrições do sistema. Isso geralmente requer várias tentativas. Além disso, esse método também fornece as formas modais.

### 2.3.4 Método de iteração matricial

Segundo Rao (2008), esse método leva em consideração que as frequências naturais são diferentes e significativamente distantes entre si. Para iniciar a iteração, seleciona-se um vetor experimental  $\vec{X}$  que então é pré-multiplicado pela matriz dinâmica  $[D]$ . Então, o vetor coluna resultante é normalizado fazendo um de seus componentes igual à unidade. Esse vetor coluna normalizado é então pré-multiplicado por  $[D]$  para obter um terceiro vetor coluna, que é normalizado da mesma maneira e torna-se outro vetor coluna experimental. Esse processo é repetido até que os vetores colunas normalizados converjam para um vetor comum, chamado de autovetor fundamental. O fator de normalização dá o maior valor de  $\lambda = 1/\omega^2$ , isto é, a menor frequência, ou frequência natural fundamental. Embora seja necessário que o número de iterações tenda ao infinito para a convergência do método, na prática, apenas um número finito de iterações é suficiente para obter uma estimativa razoavelmente boa

da frequência natural fundamental. Uma vantagem deste método é que nenhum erro de cálculo cometido produzirá resultados incorretos, apenas retardará a convergência.

### 2.3.5 Método de Jacobi

Conforme Rao (2008), o método de Jacobi também é um método iterativo, porém produz todos os autovalores e autovetores de  $[D]$  simultaneamente, onde  $[D] = [d_{ij}]$  é uma matriz simétrica real de ordem  $n \times n$ . O método baseia-se em um teorema da álgebra linear que afirma que uma matriz simétrica real  $[D]$  tem somente autovalores reais e que existe uma matriz ortogonal real  $[R]$  tal que  $[R]^T[D][R]$  é diagonal. Os elementos da diagonal são os autovalores, e as colunas da matriz  $[R]$  são os autovetores.

## 2.4 Método de elementos finitos

Os métodos de elementos finitos, também chamados pela sigla FEM (de *Finite Element Method*) são atualmente muito utilizados em análises de engenharia. Os procedimentos são extensamente empregados na análise de sólidos e estruturas e em transferência de calor e fluidos, demonstrando que o FEM pode ser útil em praticamente todos os campos da engenharia.

O desenvolvimento da abordagem FEM para a solução de problemas práticos de engenharia começou com o advento do computador. Bathe (2014) resume que a essência de uma solução de elementos finitos de um problema de engenharia nada mais é que um grupo de equações algébricas governantes estabelecido e resolvido; devido à complexidade e ao grande número de cálculos, apenas através do uso de um computador esse processo pode ser efetivamente executado.



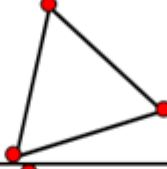
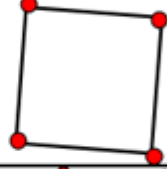
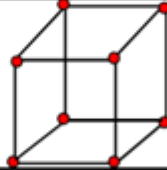

O FEM na engenharia foi inicialmente desenvolvido em uma base física para a análise de problemas em mecânica estrutural. Porém, logo reconheceu-se que a

técnica poderia ser aplicada em outras classes de problema. É importante lembrar que ao desenvolver FEM de um problema prático, se está escolhendo um modelo matemático de um problema físico, que então é resolvido. O FEM é empregado para resolver modelos matemáticos muito complexos, mas é importante perceber que a solução FEM nunca poderá fornecer mais informações do que as contidas no modelo matemático escolhido (BATHE, 2014).

Visto que a solução de um sistema deve ser definida sobre um domínio completo, muitos termos devem ser incluídos para representar de maneira precisa a solução. De acordo com Bathe (2014), na abordagem FEM esse problema é solucionado ao discretizar o domínio da solução em subdomínios menores chamados elementos. O autor complementa que os elementos podem ter propriedades físicas como espessura, densidade, módulo de Young, entre outros. A solução assumida pode facilmente ser escrita para esses elementos. Locais onde a solução assumida é definida são chamados nós, e os coeficientes não conhecidos da solução são chamados de graus de liberdade nodais, que podem incluir translações, rotações, entre outros coeficientes. Utilizando funções de interpolação, a solução pode ser escrita para cada elemento baseado nos graus de liberdade nodais. Finalmente, contribuições de todos os elementos são montadas juntas em formato de malha para apresentar a solução do domínio completo.

Segundo Bathe (2014), um dos primeiros passos para a análise de elementos finitos é analisar a geometria do problema, a fim de escolher a melhor opção de elemento para tal geometria (viga, casca ou sólido). A categoria mais simples de elementos é a dos unidimensionais, também conhecidos como elementos do tipo viga. Suas propriedades físicas principais são rigidez tensional, rigidez torcional e rigidez à flexão. Esse tipo de elemento é aplicável para modelagem de cabos, treliças, vigas, grelhas e molduras. De acordo com o autor, para a teoria de viga produzir resultados aceitáveis, as dimensões da seção transversal podem ser a distância entre suportes, a distância entre grandes mudanças na seção transversal, ou o comprimento de onda do maior modo de vibração de interesse. Além disso, se as dimensões da seção transversal forem menos de  $1/15$  da dimensão axial típica da estrutura, pode se assumir que as deformações por cisalhamento como negligenciáveis e consequentemente vigas esguias podem ser utilizadas. A figura 3 apresenta um resumo dos principais tipos de elementos.

Figura 3 – Tipos de elementos finitos

Nome do elemento finito	Tipo	Representação Geométrica
Elemento finito de uma dimensão	Linhas retas	
	Linhas curvas	
Elemento finito de duas dimensões	Triangular	
	Quadrilátero	
Elemento finito de três dimensões	Hexaedro	
	Tetraedro	

Fonte: adaptado de Frunza, Frunza e Luca (2010). Tradução própria.

Um elemento bidimensional (casca), como Bathe (2014) descreve, é a combinação de um elemento membrana, e um elemento de placa. Existe uma variedade de elementos de casca como triângulos planos ou curvos, retângulos e quadriláteros. Os nós são usualmente localizados nos cantos do elemento, e se necessário para maior precisão, nós adicionais podem ser posicionados ao longo das arestas do elemento ou até mesmo dentro do elemento. Os elementos são posicionados na superfície média da espessura real da camada. Uma estrutura como um vaso de pressão, cuja espessura é menos de 1/10 de uma dimensão estrutural típica, geralmente pode ser modelado com elementos de casca. Além disso, se esta relação for menor de 1/15, deformações por cisalhamento podem ser negligenciadas e são utilizadas “cascas finas”.

Por fim, Bathe (2014) apresenta os elementos sólidos tridimensionais, que são utilizados para modelar objetos com formato 3D como componentes de máquinas. Formas comuns para esses elementos incluem tetraedros ou hexaedros regulares e irregulares. Os nós são posicionados nos vértices, no interior e possivelmente nas faces dos elementos. A princípio, cada objeto é tridimensional, e deveria ser modelado com elementos sólidos, mas os recursos computacionais requeridos muitas vezes tornam isso impraticável mesmo com a capacidade atual dos computadores.

### **3 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS**

Este capítulo apresenta um detalhamento da metodologia utilizada para realização deste estudo.

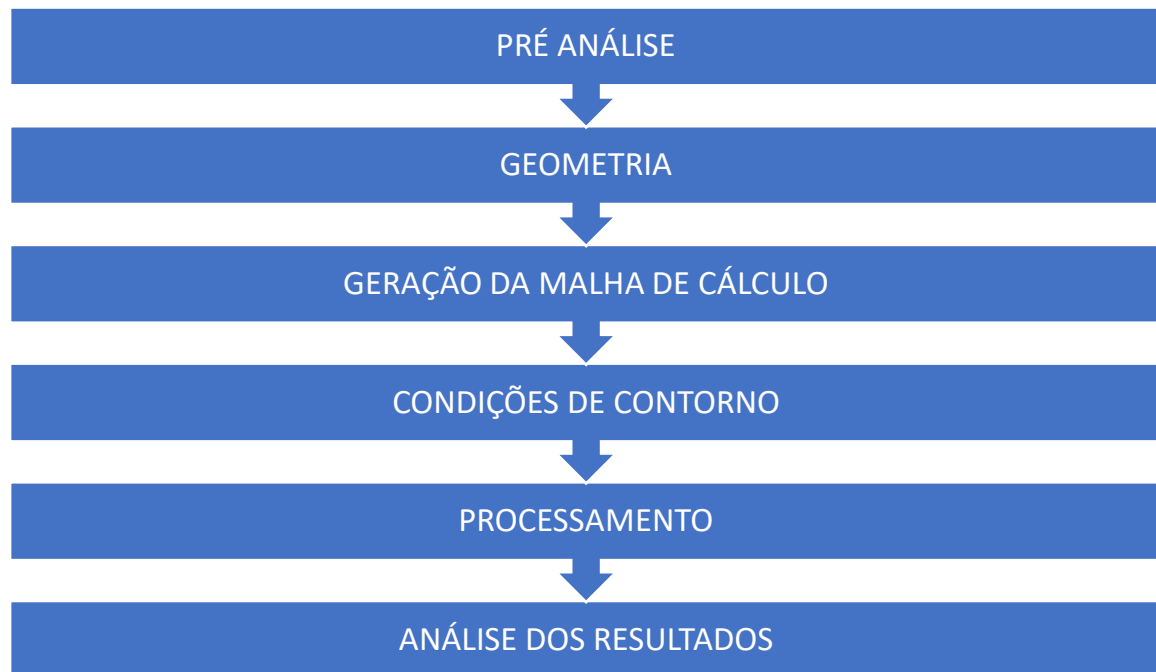
#### **3.1 Caracterização da pesquisa**

Um dos elementos importantes de uma pesquisa, após formulado o problema e seus objetivos, é identificar o tipo de pesquisa, a fim de poder definir apropriadamente os passos a serem seguidos para a obtenção de resultados coerentes. Em resumo, o objetivo do presente trabalho é identificar as propriedades estruturais do veículo Baja, como frequências naturais e seus respectivos modos de vibração, e resistência a colisões, e a partir disso verificar como as características geométricas dele influenciam tais propriedades. Segundo Gil (2002), a pesquisa experimental constitui-se em definir um objeto de estudo, apurar quais variáveis são capazes de influenciá-lo e então definir formas de observar os efeitos que tais variáveis provocam. Portanto, a pesquisa proposta por esse trabalho apresenta características de pesquisa experimental. Porém, uma das características importantes de uma pesquisa experimental é a distribuição aleatória, que consiste em designar os elementos participantes dos grupos experimentais e de controle de maneira aleatória. Esta característica não se aplica à pesquisa a ser realizada neste trabalho, visto que o objeto de estudo é único. Por isso, esta pesquisa também possui características de

estudo de caso, que representa o estudo profundo e detalhado de um ou poucos objetos (GIL, 2002).

A realização das simulações desse estudo se dará através das etapas mostradas na figura 4, que serão detalhadas a seguir.

Figura 4 – Etapas de desenvolvimento do estudo



Fonte: da autora.

### 3.2 Pré análise

Antes de cada estudo de simulação, é importante realizar uma pré análise. Essa etapa ajuda a pensar sobre o que se encontra por trás da realização da simulação, como o modelo matemático, condições de contorno, e outras características que devem ser definidas antes de realizar a solução numérica.

O primeiro elemento da pré análise a ser pensado, deve ser o modelo matemático que será resolvido. É importante pensar a respeito dos princípios físicos nos quais o modelo é baseado, e quais premissas estão incorporadas nele.



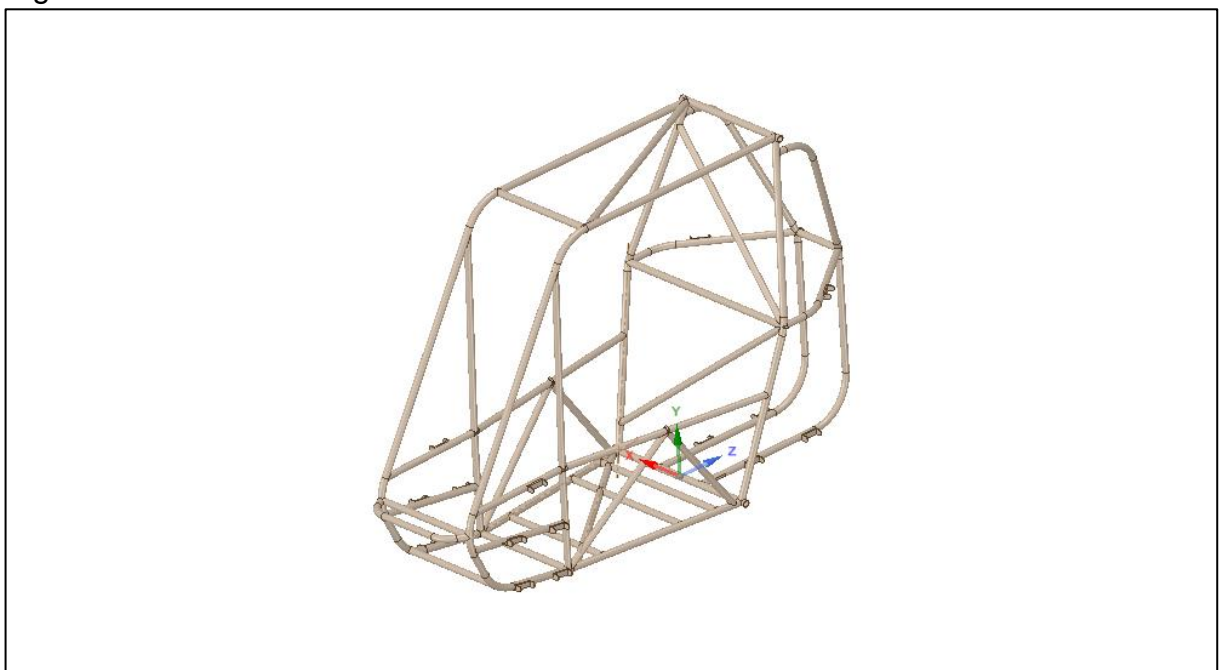
O segundo elemento da pré análise é o procedimento de solução numérica. É importante entender qual o método utilizado pelo software para calcular cada elemento da simulação, quais são os erros induzidos por tal método, e como esses erros podem ser minimizados.

Neste trabalho, dois modelos diferentes foram resolvidos através do método de elementos finitos. Para análise modal, o método utilizado pelo Ansys para resolução é o PCG Lanczos (BEISHEIM, 2007). Este método é iterativo e determina as frequências naturais e os modos de vibração de estruturas. Já para as simulações de colisão, o tipo de análise é a estática, onde uma carga é aplicada a uma região e a partir destas são calculadas as tensões equivalentes de Von Mises em cada nó da geometria.

### 3.3 Geometria

O design do chassi que é objeto de estudo deste trabalho foi desenvolvido pela equipe Baja Univates, utilizando o software SolidWorks. Cabe ressaltar que este ainda está em fase de projeto, portanto nenhum protótipo ou produto foram construídos até o momento. A figura 5 mostra uma vista tridimensional do modelo.

Figura 5 – Vista tridimensional do chassi



Fonte: da autora.

A geometria foi manipulada no SpaceClaim, software integrante do Ansys Workbench, para adequada preparação para simulação. O material escolhido para realização das simulações foi o aço 1020, que é comumente utilizado por equipes Baja e atende ao regulamento da competição. As principais propriedades mecânicas do aço podem ser encontradas na tabela 1.

**Tabela 1 – Propriedades do aço 1020**

Densidade	7,85 g/cm <sup>3</sup>
Módulo de elasticidade	207 GPa
Coeficiente de Poisson	0,30
Limite de escoamento	350 MPa
Limite de resistência à tração	420 MPa
Alongamento percentual	15%
Composição	98,0 Fe, 0,29 C, 1,0 Mn, 0,28 Si

Fonte: Callister (2002).

### **3.4 Geração de malha de cálculo**

A malha de cálculo é um dos itens fundamentais do método de elementos finitos, visto que é através dela que se realiza a discretização do modelo. A malha de cálculo é composta por elementos, que são conectados entre si pelos nós. É nos nós de cada elemento que as equações governantes do sistema serão resolvidas para solução da simulação. Portanto, quanto mais elementos gerados, mais nós de cálculo serão resolvidos, o que aumenta o tempo de computação necessário, mas também aumenta a precisão do estudo.

O software Ansys fornece diversos métodos de geração de malha baseadas no formato dos elementos gerados. Cada formato possui características que melhor se aplicam a determinados tipos de simulação, e possuem diferentes complexidades. Além disso, existem ferramentas para realizar melhorias na malha em regiões específicas, que exigem maior precisão de cálculo. Portanto, é importante conhecer as ferramentas de geração de malha, a fim de escolher os melhores métodos de acordo com a geometria do sistema e com o tipo de simulação que se deseja realizar.

A malha gerada para a realização das simulações deste trabalho utilizaram as preferências físicas de mecânica do Ansys. A função de tamanho utilizada foi a de

Curvatura, com centro de relevância amplo e transição rápida. As demais configurações do software foram mantidas na opção padrão do sistema. Tais configurações resultaram em uma malha de cálculo com 578601 nós e 289654 elementos.

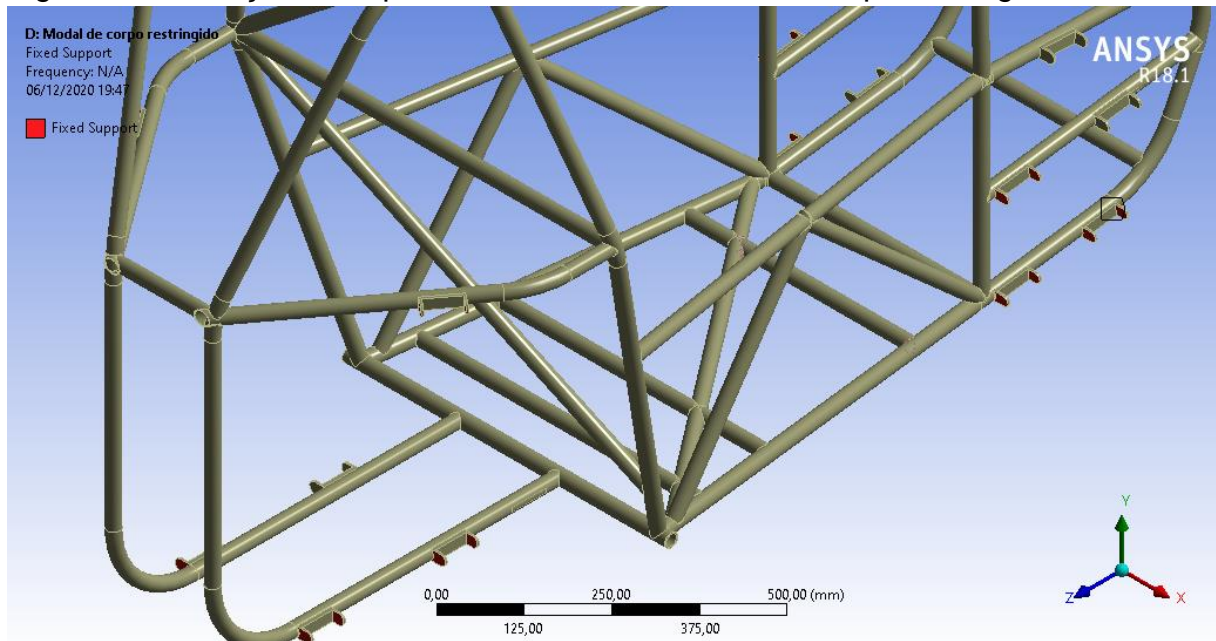
### **3.5 Condições de contorno**

Assim como a malha de cálculo, as condições de contorno constituem um elemento essencial para realização da simulação. As condições de contorno são restrições necessárias para a solução do modelo matemático, e são definidas pelo usuário. Por isso, é de suma importância que a definição destas seja feita da maneira adequada, pois condições de contorno incorretas podem induzir erros nos resultados da simulação.

A análise modal de corpo livre exige que o chassi esteja completamente livre no espaço, sem a determinação de forças atuantes ou condições de suporte fixo na estrutura. Portanto, para esta simulação, nenhuma condição de contorno é determinada. Já para a análise modal de corpo restringido, são determinadas como condições de contorno regiões de suporte fixo na estrutura onde o chassi está ligado à suspensão. Essa condição delimita os graus de liberdade do sistema na região do veículo, criando condições de vibração diferentes da análise de corpo livre. Na Figura 6, as regiões em vermelho mostram a condição de suporte fixo utilizada na análise modal de corpo restringido.

Nas simulações de colisão, as condições de contorno determinadas foram a força aplicada na região frontal e lateral nas colisões frontal e lateral, respectivamente, e condições de suporte fixo para simular a inércia do veículo no momento das colisões. As condições de contorno para as colisões foram melhor ilustradas no capítulo de Resultados.

Figura 6 – Condição de suporte fixo na análise modal de corpo restringido



Fonte: da autora.

### 3.6 Processamento

Após a definição de geometria, geração da malha de cálculo, definição das condições de contorno do sistema, é realizado o processamento da simulação. Nesse momento, o computador é o responsável pela solução das equações governantes do sistema, de acordo com todas as informações fornecidas pelo usuário. O tempo de processamento da simulação depende principalmente da capacidade do computador utilizado, do modelo matemático a ser resolvido e do número de nós e elementos que compõe a malha de cálculo.

### 3.7 Análise dos resultados

A análise dos resultados envolve dois temas importantes que devem ser abordados: a verificação e a validação. Ambas envolvem aspectos que precisam ser

observados para garantir que a simulação seja uma boa representação do modelo real.

Na verificação, busca-se avaliar se o modelo matemático foi resolvido da maneira correta. É importante verificar se os erros numéricos são aceitáveis e as variáveis de entrada são as corretas. Além disso, é necessário conferir se os resultados da simulação são consistentes com o modelo matemático, através da conferência das condições de contorno e das propriedades dos materiais.

Já a validação trata de definir se o modelo matemático escolhido foi adequado para a simulação que se buscou realizar. O principal aspecto a ser observado neste ponto é se os resultados convergem com cálculos manuais realizados previamente, com dados experimentais, ou com os resultados de outros estudos. Neste estudo, os resultados serão validados a partir da comparação com trabalhos de outros autores.

Depois de verificada e validada a simulação, pode-se considerar os resultados obtidos através dela como condizentes com a realidade, e estes então podem ser utilizados para os devidos objetivos.

## 4 RESULTADOS

Esta sessão apresenta os resultados obtidos a partir das simulações realizadas, bem como uma proposta de alterações no chassi com base nos resultados das análises.

### 4.1 Análise modal

Foram realizados dois tipos de análise modal, aqui chamadas de análise modal de corpo livre e análise modal de corpo restringido. Na análise modal de corpo livre, considera-se que o chassi está solto no espaço, sem a definição de suporte fixo na estrutura, e, portanto, este pode movimentar-se livremente. Já para a análise modal de corpo restringido, foram definidos como suportes fixos os pontos onde a suspensão é fixa ao chassi, restringindo assim os graus de liberdade da parte inferior da estrutura. Os resultados para os 12 primeiros modos de vibração das duas análises podem ser vistos na Tabela 2.

Tabela 2 – Modos de vibração das análises modais

Corpo livre		Corpo restringido	
Modo	Frequência (Hz)	Modo	Frequência (Hz)
1	0	1	29,299
2	0	2	68,317
3	0	3	75,622
4	0	4	86,744
5	1,5221e-003	5	88,83
6	2,1111e-003	6	93,813
7	46,165	7	99,159
8	61,52	8	113,49

9	65,144	9	118,92
10	73,561	10	123,16
11	77,259	11	137,28
12	80,965	12	141,13

Fonte: da autora.

Na simulação de corpo livre, é possível perceber que os valores de frequência dos seis primeiros modos de vibração são iguais a zero, ou muito próximos a zero. Isso se deve ao fato de que por não haver suportes fixos no modelo, nestes modos não acontece vibração, apenas movimentação da geometria livremente no espaço, também denominado como movimento de corpo rígido. A condição de suporte fixo faz com que essa movimentação livre não possa acontecer, que então transforma-se em frequência de vibração no caso da simulação de corpo restringido. Essa informação demonstra que a geometria e as condições de contorno utilizadas foram interpretadas pelo software de maneira correta. Além disso, os valores da simulação de corpo livre estão próximos aos encontrados por Sousa, Lopes e Santos (2017) e Gondim et al (2019). Ademais, as frequências de vibração de corpo restringido dos seis primeiros modos ficaram entre 29,999 Hz e 93,813 Hz. Esta faixa de frequência está próxima à encontrada por diversos estudos (Murkute et al, 2016; Silva, 2019). As diferenças nos valores devem-se às variações dos modelos utilizados pelos autores, principalmente em relação à geometria e propriedades do material escolhido.

O motor utilizado pela equipe Baja Univates foi configurado pela equipe para trabalhar em marcha lenta na condição de 2500 RPM, e 4000 RPM de rotação máxima. Visto que o motor é monocilíndrico e de quatro tempos, a faixa de vibrações do motor fica aproximadamente entre 20 Hz e 33 Hz. Portanto, é importante evitar que os modos de vibração do veículo coincidam com essa faixa de frequências, a fim de impedir fenômenos de ressonância que podem causar desde desconforto ao piloto até fraturas por fadiga na estrutura do chassi. Em relação à simulação de corpo restringido, é possível perceber que o primeiro modo está dentro da faixa de vibração do motor, e próximo à sua vibração máxima, o que pode ser um problema durante a competição. Os demais modos de vibração estão significativamente distantes de qualquer frequência do motor, e, portanto, não se mostram como um risco para o chassi.

Com base nas imagens fornecidas para cada modo de vibração da análise modal de corpo livre (APÊNDICE A), os movimentos foram classificados conforme

apresenta a Tabela 3. Os movimentos de corpo rígido foram classificados como rotação, deslocamento ou misto, onde o modo apresenta características de rotação e deslocamento simultaneamente. Já os movimentos com deformação foram classificados como flexão ou torção, sendo que as flexões são classificadas de acordo com o plano onde ocorrem, podendo ser XY, XZ ou YZ podendo também ser globais, apresentando movimentos em todos os planos. As torções são classificadas de acordo com o eixo em torno do qual ocorrem.

Tabela 3 – Classificação dos modos de vibração da simulação de corpo livre

Modo de vibração	Tipo de movimento	Eixo ou plano
1	Rotação	Y
2	Rotação	X
3	Misto	Y (rotação) e XY (deslocamento)
4	Deslocamento	Y e Z
5	Rotação	Y
6	Rotação	Z
7	Torção	Z
8	Flexão	XZ
9	Flexão	XZ
10	Flexão	YZ
11	Flexão	XZ
12	Torção	Z

Fonte: da autora.

Esta classificação é útil para analisar o tipo de deformação pela qual o chassi sofrerá quando sua frequência coincidir com as frequências naturais. Movimentos de flexão podem ser prejudiciais se estiverem localizados próximos a juntas soldadas, pois nestes pontos pode haver acúmulo de tensões devido à fragilidade do material de solda. Movimentos torcionais podem ser ainda mais graves, pois geralmente afetam a estrutura como um todo, gerando grandes tensões e aumentando as chances de falha por fadiga.

Do mesmo modo, a classificação foi realizada para a simulação de corpo restringido, com base nas figuras presentes no Apêndice B, conforme mostra a tabela 4.

Tabela 4 – Classificação dos modos de vibração da simulação de corpo restringido

Modo de vibração	Tipo de movimento	Eixo ou plano
1	Flexão	ZY
2	Torção	Y
3	Flexão	XY
4	Flexão	XZ
5	Torção	Z
6	Flexão	YZ
7	Torção	Z





### 4.2.1 Colisão Frontal

A simulação de colisão frontal foi realizada levando em consideração o cenário de uma desaceleração de  $88 \text{ m/s}^2$ , valor próximo ao limite de desaceleração que o corpo humano é capaz de suportar por poucos segundos antes de ficar inconsciente (VOSHELL, 2004). Considerando a massa total do veículo como  $280 \text{ kg}$ , a carga a ser aplicada pode ser calculada por mecânica básica:

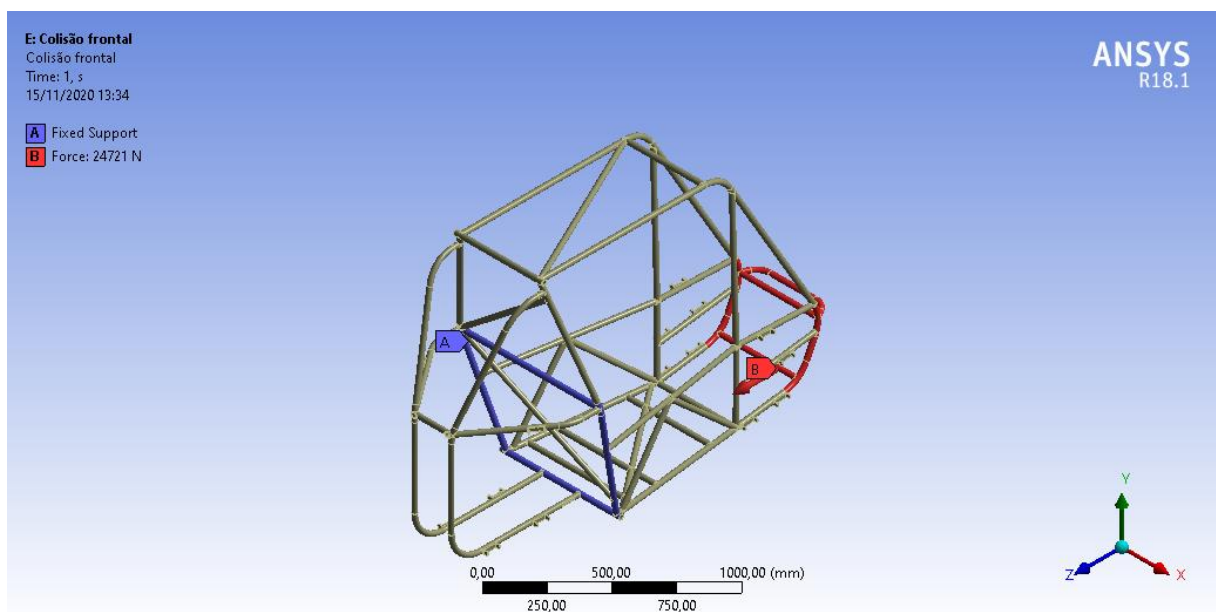
$$m = 280 \text{ kg}$$

$$a = 88 \text{ m/s}^2$$

$$F = m \cdot a = 280 \cdot 88 = 24640 \text{ N} = 24,64 \text{ kN}$$

A carga de  $24,64 \text{ kN}$  foi aplicada nos membros frontais do veículo, conforme mostrado em vermelho na figura 8. Além disso, foram definidas condições de suporte fixo nos elementos posicionados atrás do piloto, mostrados em azul.

Figura 8 – Condições de contorno da colisão frontal.

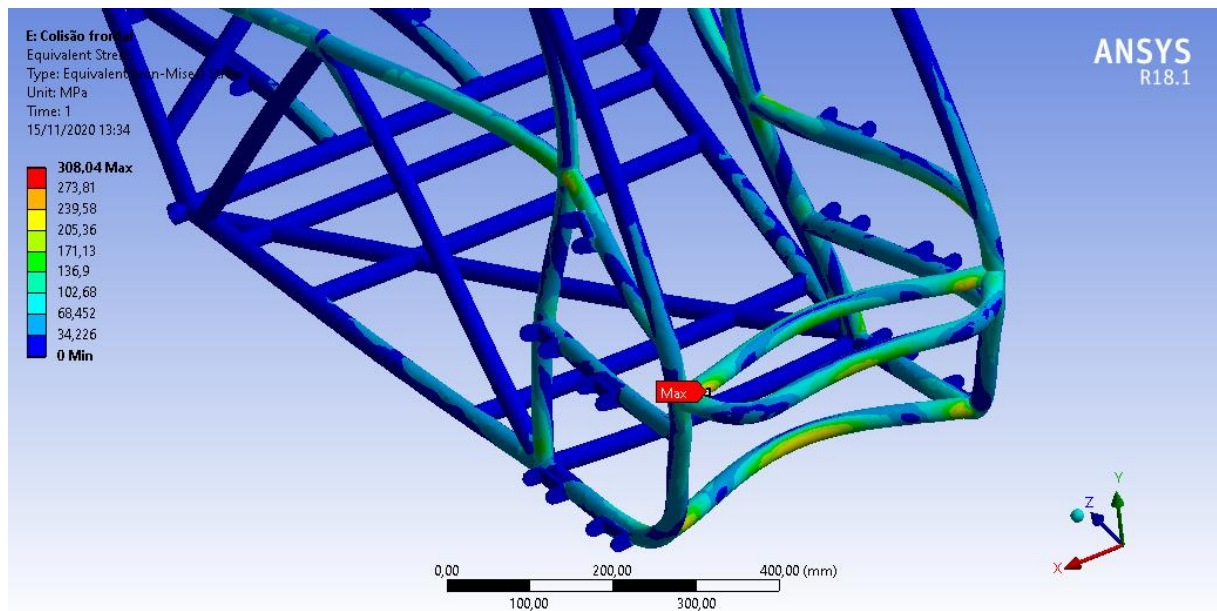


Fonte: da autora.

A figura 9 apresenta os resultados de tensão equivalente sofrida pela estrutura na região frontal. A tensão máxima exercida pela colisão no veículo é de  $308 \text{ MPa}$ . Este valor não ultrapassa o limite de escoamento do aço 1020, que é

aproximadamente 350 MPa (CALLISTER, 2002), portanto, a estrutura não sofrerá deformação permanente na região frontal, mantendo a integridade dos subsistemas e a segurança do piloto em caso de colisão. A deformação da estrutura está amplificada na figura para melhor verificação do comportamento de cada elemento.

Figura 9 – Resultados de tensão da simulação de colisão frontal



Fonte: da autora.

#### 4.2.2 Colisão lateral

Para a simulação de colisão lateral, foi considerada uma desaceleração de 10 m/s<sup>2</sup>:

$$m = 280 \text{ kg}$$

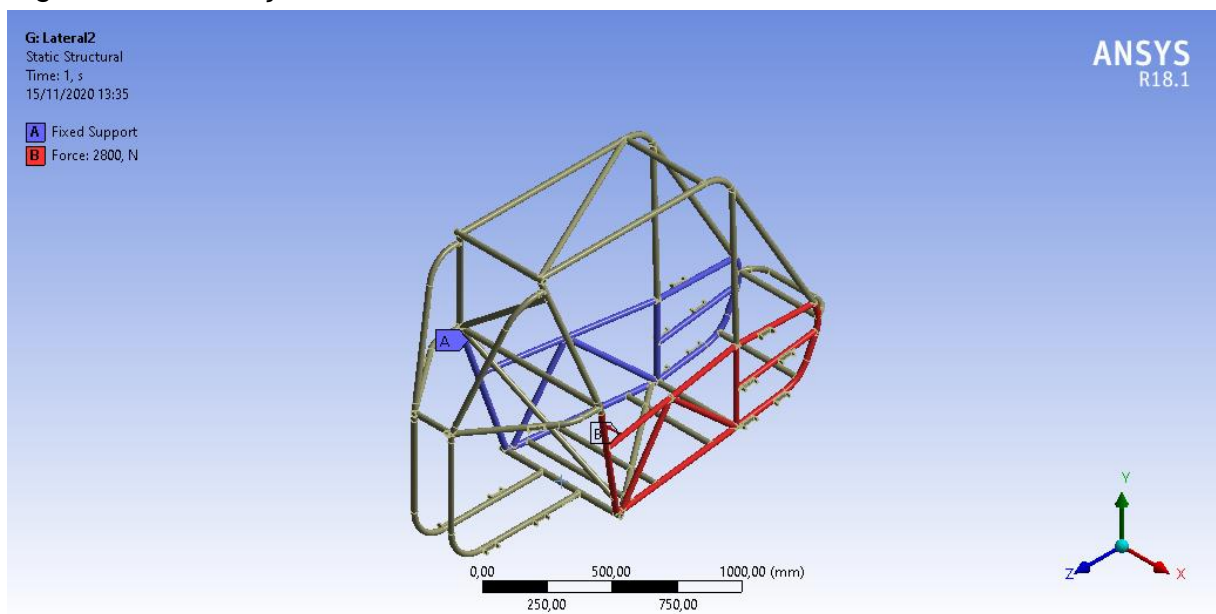
$$a = 10 \text{ m/s}^2$$

$$F = m \cdot a = 280 \cdot 10 = 2800 \text{ N} = 2,8 \text{ kN}$$

A carga de 2,8 kN foi aplicada nos elementos laterais do veículo conforme mostra a figura 10 (em vermelho). Além disso, condições de suporte fixo foram definidas nos mesmos membros do lado oposto do chassi (em azul).

A tensão equivalente máxima sofrida pela estrutura sob tais condições de colisão lateral é de 105,73 MPa, como mostra a Figura 11. O valor é menor que o limite de escoamento do aço 1020, portanto, assim como na colisão frontal, a estrutura não sofrerá deformações permanentes em caso de colisão lateral, mantendo a segurança do piloto. A deformação da estrutura foi amplificada para melhor visualização do comportamento de cada elemento na figura.

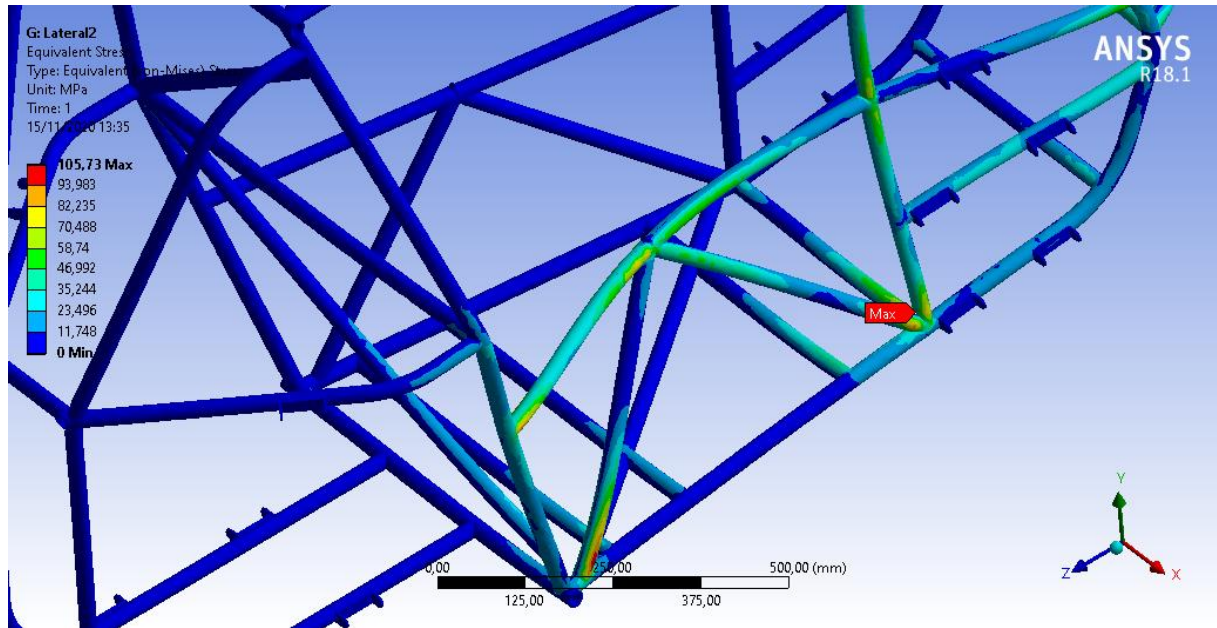
Figura 10 – Condições de contorno da colisão lateral



Fonte: da autora.

Além disso, é possível perceber que existe um superdimensionamento dos elementos do assoalho, visto que a estrutura nesta região é pouco afetada pela carga da colisão. Isso significa que alterações nesta região podem ser realizadas sem grandes efeitos na rigidez estrutural do veículo.

Figura 11 – Resultados de tensão da simulação de colisão lateral

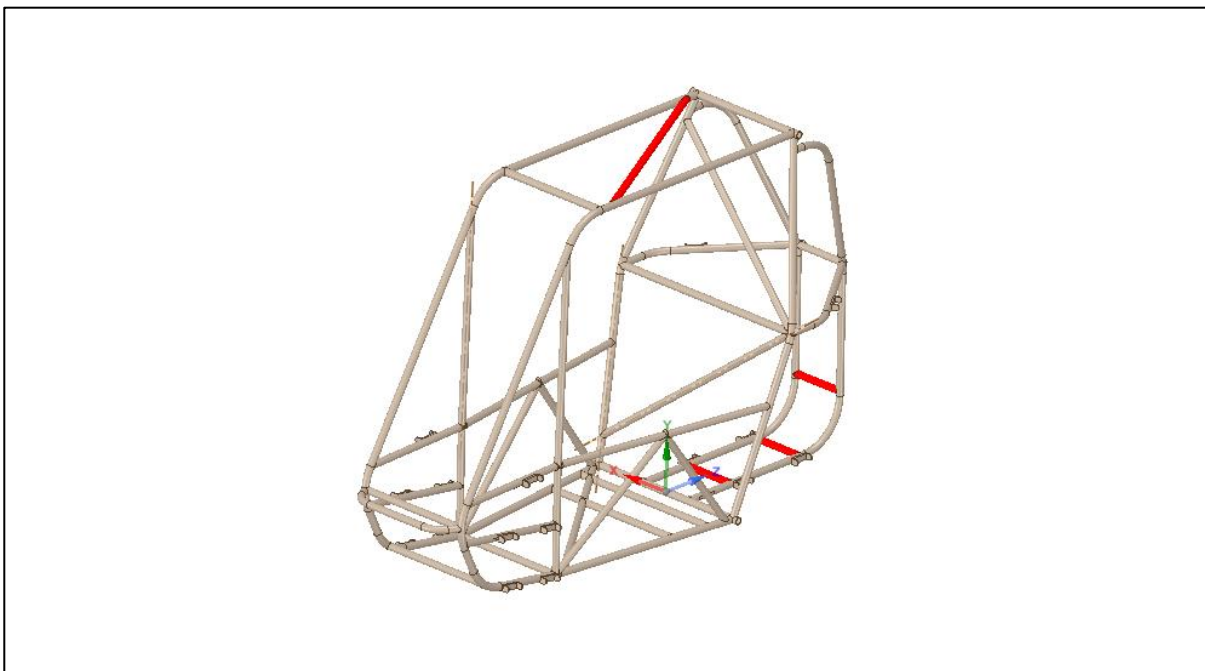


Fonte: da autora.

### 4.3 Geometria proposta

Com base nos resultados das simulações, algumas alterações foram realizadas na geometria do chassi. Primeiramente, um dos elementos do assoalho foi removido, visto que esta região apresentou superdimensionamento nas simulações de colisão, sem receber grandes cargas principalmente na colisão lateral. Foram acrescentados elementos para fixação do motor e da transmissão, que não estavam presentes na geometria original e auxiliam na rigidez estrutural da região traseira. Além disso, o elemento de travamento da região superior do veículo teve sua geometria alterada, com redução da espessura do tubo. Os elementos alterados podem ser vistos na cor vermelha na Figura 12. Cabe destacar que todas as alterações realizadas estão de acordo com o regulamento técnico da competição (SAE, 2019).

Figura 12 – Geometria proposta



Fonte: da autora.

Foram realizadas novas simulações de análise modal e colisões para a geometria proposta, a fim de verificar qual a influência das alterações realizadas nos modos de vibração e na rigidez da estrutura. As frequências dos 12 primeiros modos de vibração podem ser verificadas na tabela 5.

Tabela 5 – Modos de vibração das análises modais para a geometria proposta

Corpo livre		Corpo restringido	
Modo	Frequência (Hz)	Modo	Frequência (Hz)
1	0	1	35,023
2	4,2099e-004	2	77,183
3	5,9254e-004	3	77,44
4	1,0751e-003	4	98,221
5	1,6959e-003	5	109,13
6	2,2771e-003	6	118,54
7	48,322	7	123,45
8	72,931	8	127,05
9	75,717	9	129,68
10	76,785	10	135,31
11	82,573	11	141,35
12	88,867	12	148,98

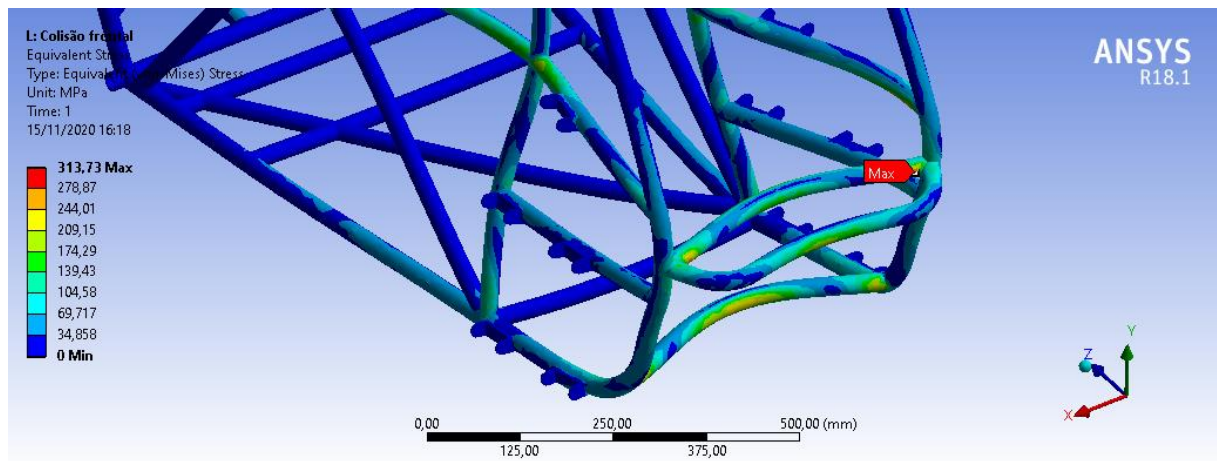
Fonte: da autora.

É possível perceber que a partir das alterações realizadas, a frequência do primeiro modo de vibração subiu para 35,023 Hz. Isso faz com que a estrutura não possua mais nenhum modo de vibração na faixa de frequência do motor, o que torna o chassi mais seguro ao impedir a ocorrência da ressonância.



Já na colisão frontal, a tensão equivalente máxima foi de 313,73 MPa, como mostra a figura 13. O aumento foi de menos de 2% em relação à tensão sofrida na geometria original, o que mostra que as alterações realizadas não causaram grandes mudanças na rigidez estrutural do chassi.

Figura 13 – Colisão frontal para a geometria proposta

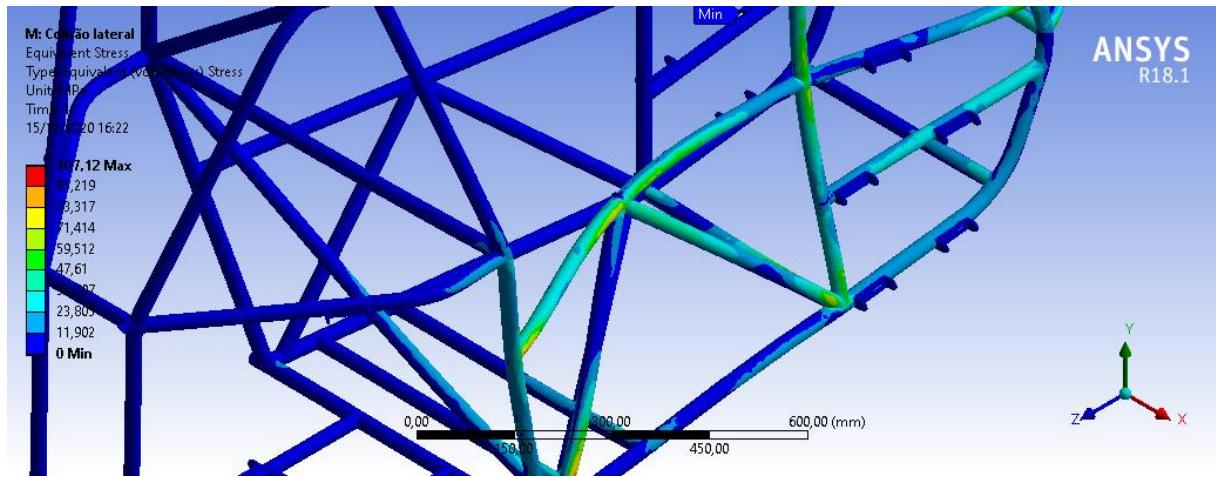


Fonte: da autora.

Na colisão lateral, a tensão máxima sofrida passou a ser 107,12 MPa, conforme mostrado na figura 14. Assim como na colisão frontal, a variação não foi significativa.

Em relação à massa do chassi, esta passou de 32,664 kg para 32,371 kg, conforme calculado pelo Ansys. A pouca variação se deve ao fato de que, por um lado, houve um elemento removido e outro teve sua espessura reduzida, e por outro, outros elementos foram adicionados em posições estratégicas para o chassi, aumentando assim a frequência do primeiro modo de vibração da estrutura sem perder as características de resistência e massa do mesmo. Visto que a geometria originalmente desenvolvida pela equipe Baja já apresentava boas características estruturais, portanto não foram necessárias grandes alterações para alcançar os objetivos, bastando apenas refinamentos pontuais.

Figura 14 – Colisão lateral para a geometria proposta



Fonte: da autora.



## 5 CONCLUSÕES

A partir das simulações de análise modal realizadas, foi possível conhecer as frequências naturais de vibração da geometria do veículo Baja, bem como seus modos de vibração. A simulação de corpo restringido apresentou que o primeiro modo de vibração do chassi, ficou em 29,299 Hz, valor que se encontra dentro da faixa de frequências do motor, compreendida entre 20 e 33 Hz.

As simulações de colisão permitiram conhecer o comportamento do chassi frente à esforços aplicados, e demonstraram que o chassi suporta colisão frontal com desaceleração de até  $88 \text{ m/s}^2$  e colisão lateral com desaceleração de até  $10 \text{ m/s}^2$  sem sofrer deformações permanentes, garantindo assim a segurança do piloto e a integridade do veículo.

A partir destes resultados, foram propostas alterações na geometria do veículo, buscando aumentar a frequência do primeiro modo de vibração, a fim de impedir o fenômeno de ressonância em relação ao motor do veículo. As simulações foram repetidas com a geometria proposta, e foi possível constatar que a frequência do primeiro modo de vibração aumentou conforme o esperado, saindo assim da faixa de frequências do motor. Além disso, as demais características de resistência em relação a colisões do chassi não foram afetadas.

A partir deste estudo, a autora pode aprofundar seus conhecimentos sobre vibrações e suas implicações na estrutura veicular. A realização desta pesquisa proporcionou conhecimentos sobre criação de geometria tridimensional em software CAD, modelagem matemática, além de conhecimentos sobre método de elementos

finitos, através da geração de malha de cálculo, definição de condições de contorno e principalmente a partir dos métodos de verificação e validação do modelo. Todas estas habilidades são importantes para o engenheiro no mercado de trabalho, e podem ser transportadas para diversas áreas da engenharia.

Como sugestões para aperfeiçoamento do trabalho, a autora apresenta as seguintes considerações:

- Melhorar a validação do modelo de simulação, a partir da realização de experimentos com um chassi fabricado ou da simulação de outras geometrias cujas frequências naturais já são conhecidas;
- Realizar simulações de dinâmica explícita, visando analisar o comportamento dinâmico do veículo frente a situações de colisão;
- Realizar estudo de convergência de malha de cálculo, a fim de garantir que esta não esteja influenciando nos resultados obtidos a partir das simulações.

## REFERÊNCIAS

BATHE, K. J. **Finite Element Procedures**. 2. ed. Estados Unidos da América: K. J. Bathe, 2014.

BEISHEIM, J. **Introducing the PCG Lanczos Eigensolver**. In: ANSYS Advantage, v. 1. n. 1, 2007. Disponível em: < <https://www.ansys.com/-/media/ansys/corporate/resourcelibrary/article/aa-v1-i1-pcg-lanczos-eigensolver.pdf> >. Acesso em: 06 dez. 2020.

BERTO, L. F. **Modelagem dinâmica de sistema automotivo: estudo de caso via testes de performance e falhas do Baja SAE**. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 23 abr. 2015. Disponível em: <<https://repositorio.ufsc.br/xmlui/handle/123456789/136459>>. Acesso em: 01 abr. 2020.

BOTELHO, R. J. A. **Otimização das características de um chassis tubular de automóvel de competição com tração a duas rodas motrizes**. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia, Universidade do Minho, Portugal, out. 2015. Disponível em: <<http://hdl.handle.net/1822/39519>>. Acesso em: 13 abr. 2020.

CALLISTER, W. D. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002.

CÉZAR, É. S. **Análise dinâmica e estrutural de um chassi tubular através de elementos finitos com validação experimental**. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação Stricto Sensu em Engenharia, Universidade Federal do Pampa, Alegrete, 14 dez. 2017. Disponível em: <<http://dspace.unipampa.edu.br:8080/jspui/handle/riu/4743>>. Acesso em: 13 abr. 2020.

FRUNZA, M. C.; FRUNZA, G.; LUCA, R. The use of numerical applications in the study of dental contacts. **Applied Medical Informatics**, v. 26, n. 2, jun. 2010.

GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 4. ed. São Paulo: Atlas, 2002.

GONDIM, M. C.; GRANGEIRO, E. L.; CAMPELO, A. E. S.; OLIVEIRA, L. R.; CARVALHO, B. O. Projeto e análise de vibrações por elementos finitos de um chassi tipo space frame mini-baja. In: HOLZMANN, H. A.; DALLAMUTA, J. (Organizadores). **Impactos das tecnologias na Engenharia Mecânica**, v. 2. Ponta Grossa (PR): Atena Editora, 2019. Disponível em: <<https://www.finersistemas.com/atenaeditora/index.php/admin/api/artigoPDF/9802>>. Acesso em: 08 nov. 2020.

HIBELLER, R. C. **Dinâmica: mecânica para engenharia**. Tradução de Jorge Ritter. 12. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011.

MURKUTE, A.; MARATHE, A. H.; RODRIGUES, I.; RAMAGIRI, K.; KABILAN, K. M. **Structural optimization of SAE Baja car frame**. 2016. Disponível em: <[https://designinformaticslab.github.io/\\_teaching//designopt/projects/2016/desopt\\_2016\\_01.pdf](https://designinformaticslab.github.io/_teaching//designopt/projects/2016/desopt_2016_01.pdf)>. Acesso em: 08 nov. 2020.

PODKOWSKI, K.; MALCZUK, A.; STASIAK, A.; PAWLAK, M. Testing of the torsional stiffness of the passenger car frame and its validation by means of finite element analysis. **The Archives of Automotive Engineering**, v. 85, n. 3, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.14669/AM.VOL85.ART6>>. Acesso em: 13 abr. 2020.

RAO, S. S. **Vibrações Mecânicas**. Tradução de Arlete Simille. 4. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

RAO, S.; BHATTU, A. Dynamic Analysis and Design Modification of a Ladder Chassis Frame Using Finite Element Method. **Amity Journal of Computational Sciences**, v. 1, n. 2, 2017. Disponível em: <[https://amity.edu/UserFiles/aijem/753%20-%202017\\_V01\\_I02\\_P017-022.pdf](https://amity.edu/UserFiles/aijem/753%20-%202017_V01_I02_P017-022.pdf)>. Acesso em: 13 abr. 2020.

RAO, T. M. **Modelling and simulation of Research Concept Vehicle using MBD-FEM approach**. Dissertação (Mestrado), KTH Industrial Engineering and Management Machine Design, Estocolmo, 13 dez. 2015. Disponível em: <<http://kth.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A906770&dsid=8212>>. Acesso em: 13 abr. 2020.

REDDY, D. Y. M.; PADMANABHAN, S. **Virtual Full Vehicle Durability testing of a passenger car**. Dissertação (Mestrado) – Automotive Engineering, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Suécia, 2017. Disponível em:

<<https://pdfs.semanticscholar.org/2225/9673b252e863ec33bc1396d5261c701475ed.pdf>>. Acesso em: 13 abr. 2020.

SCHWEIGHARDT, A.; VEHOVSZKY, B.; FESZTY, D.; GAZDAGH, Z. NVH and modal analysis in vehicle industry. **Electronical technical journal of technology, engineering and logistic in transport**, v. 19, n. 2 especial, maio 2019. Disponível em: <[http://pernerscontacts.upce.cz/Special\\_issue\\_2.pdf](http://pernerscontacts.upce.cz/Special_issue_2.pdf)>. Acesso em: 13 abr. 2020.

SILVA, R. C. **Estudo das frequências naturais de um chassi tubular de um protótipo Baja offroad**. Monografia (Graduação), Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2019. Disponível em: <[https://www.monografias.ufop.br/bitstream/35400000/1900/1/MONOGRAFIA\\_EstudoFrequenciasNaturais.pdf](https://www.monografias.ufop.br/bitstream/35400000/1900/1/MONOGRAFIA_EstudoFrequenciasNaturais.pdf)>. Acesso em: 08 nov. 2020.

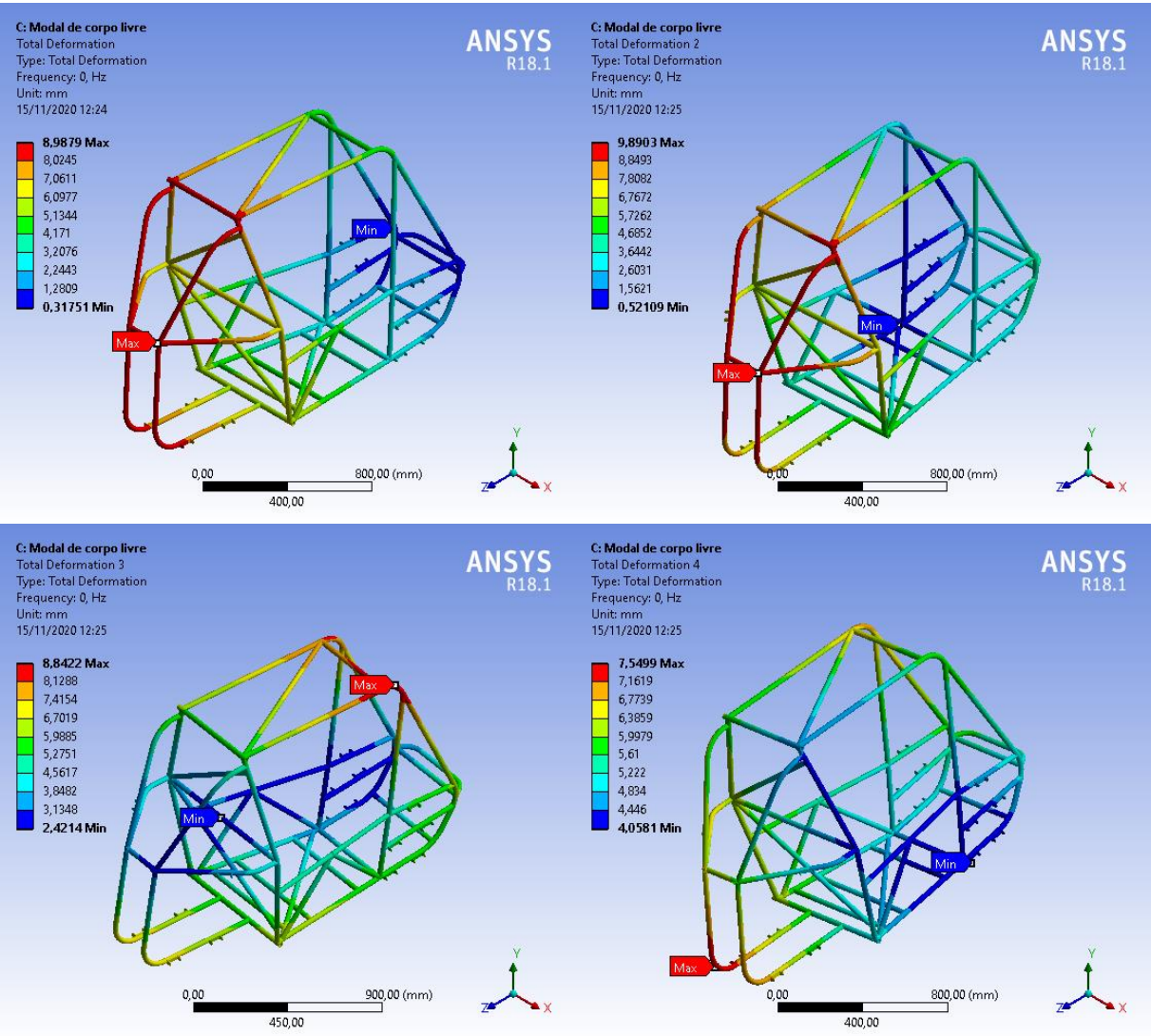
SOCIEDADE DE ENGENHEIROS AUTOMOTIVOS - SAE. **Regulamento Baja SAE Brasil** – Emenda 3. Disponível em: <[http://portal.saebrasil.org.br/Portals/0/Users/165/65/64165/RATBSB\\_emenda\\_03.pdf](http://portal.saebrasil.org.br/Portals/0/Users/165/65/64165/RATBSB_emenda_03.pdf)>. Acesso em: 24 mai. 2020.

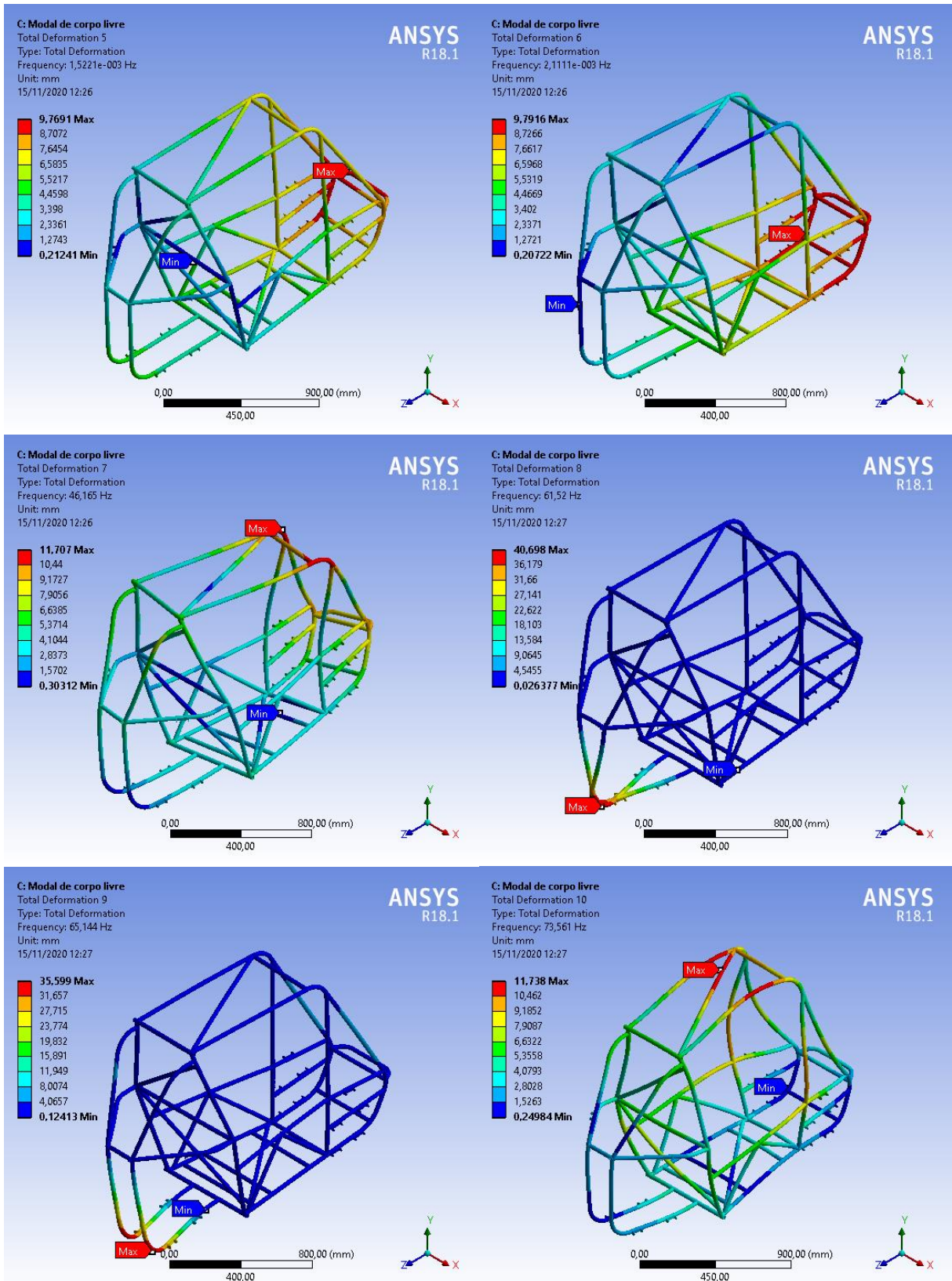
SOUSA, L. C.; LOPES, A. P.; SANTOS, A. A. **Estudo de vibrações livres de um chassi space-frame tipo Baja**. Congresso Técnico Científico da Engenharia e da Agronomia, 2017. Disponível em: <[https://www.confea.org.br/sites/default/files/antigos/contecc2017/mecanica/15\\_edvduc.pdf](https://www.confea.org.br/sites/default/files/antigos/contecc2017/mecanica/15_edvduc.pdf)>. Acesso em: 08 nov. 2020.

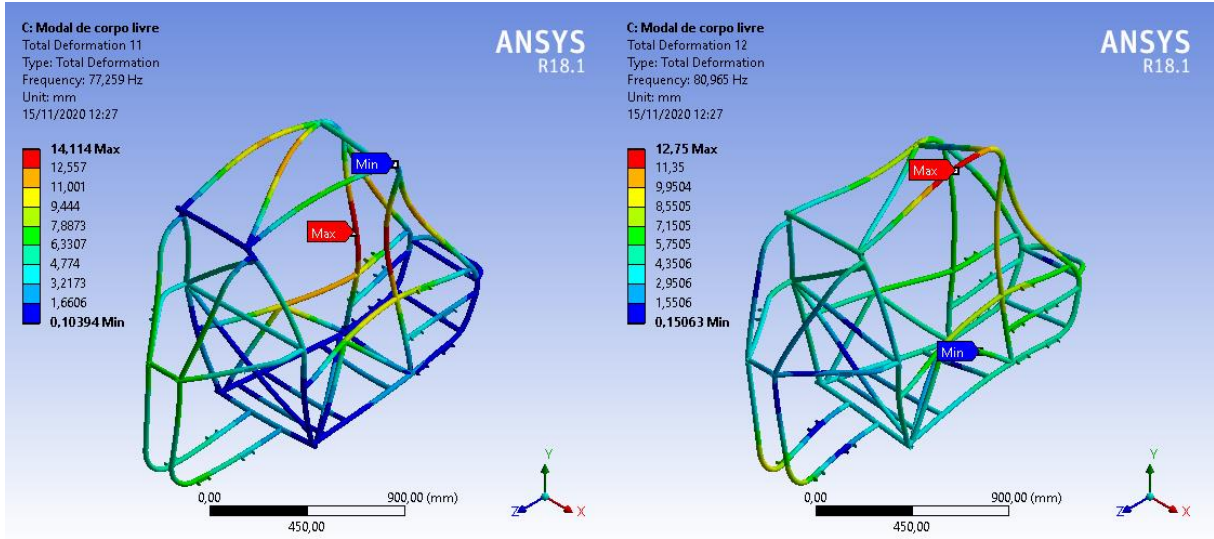
VOSHEL, M. **High acceleration and the human body**. Nov. 2004. Disponível em: <[https://www.researchgate.net/publication/265032104\\_High\\_Acceleration\\_and\\_the\\_Human\\_Body](https://www.researchgate.net/publication/265032104_High_Acceleration_and_the_Human_Body)>. Acesso em: 06 dez. 2020.

APÊNDICES

Apêndice A – Modos de vibração da simulação de corpo livre









## APÊNDICE B – Modos de vibração da simulação de corpo restringido

